

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA ENSAYO DE  
VELOCIDAD CRÍTICA EN EJES**



**HARIEL ADOLFO PEÑATA SÁNCHEZ  
JAIME ANDRÉS VILLADA GUTIÉRREZ**

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA  
MONTERÍA - CÓRDOBA**

**2017**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO PARA ENSAYO DE  
VELOCIDAD CRÍTICA EN EJES**

**HARIEL ADOLFO PEÑATA SÁNCHEZ**

**JAIME ANDRÉS VILLADA GUTIÉRREZ**

**Proyecto presentado como trabajo de grado en la modalidad (a), según artículo 1.º  
de la resolución No. 007 de 2008 y acorde con lo estipulado en el artículo No. 18, como  
parte esencial de los requisitos para optar por el título de ingeniero mecánico.**

**Director de proyecto**

**M.Sc. VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUÁREZ**

**Codirector**

**M.Sc. Yahir Enrique González Doria**

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**MONTERÍA - CÓRDOBA**

**2017**

La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del  
proyecto, serán responsabilidad de los autores.

Artículo 61, acuerdo No. 093 del 26 de noviembre de 2002 del consejo superior.

## **NOTA DE ACEPTACIÓN**

---

---

---

---

**M.Sc. VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUÁREZ**  
**Director**

---

**M.Sc. YAHIR ENRIQUE GONZÁLEZ DORIA**  
**Codirector**

---

**Ing. ELKIN CAMILO MEDELLÍN PÉREZ**  
**Jurado**

---

**Ing. JAIRO EULISES TORRES SÁNCHEZ**  
**Jurado**

**Montería, 2017**



## DEDICATORIA

*Este proyecto se lo dedico especialmente a mi DIOS quien nunca me abandonó en esta lucha, quien me dió las fuerzas para no desfallecer y rendirme en los malos momentos, las ganas seguir adelante a pesar de los obstáculos, la fé de que con él podría lograr mis metas y los sueños de querer ser alguien grande en esta vida.*

*A mi abuela María Cristina López Barrio, quien ha sido una persona muy influyente en mi vida, enseñándome todos aquellos buenos valores que hoy y siempre me adornarán; además de ser ella el principal motor para hacer posible este logro, el cual es el primer pasó de mi proyecto de vida.*

*A mis padres Adolfo José Peñata López y Raquel Sánchez Ceballos, a quienes les agradezco por darme la vida, por su gran apoyo y por creer en mis sueños; y que gracias a ellos tengo una gran personalidad y una mentalidad de guerrero.*

*A mi hermano Andy Javier Peñata Sánchez, mi gran compañero de vida, quien sabe por todo lo que hemos pasado, las luchas, las tristezas y las alegrías; siempre juntos a pesar de las adversidades.*

*A mis tíos Luis Manuel Peñata López y Rocío Peñata López, quienes al ponerse en el papel de mis padres me dieron un gran apoyo en esos momentos de debilidad cuando sentía que no era capaz de continuar en esta lucha, convenciéndome de continuar y de que era capaz de dar eso y mucho más.*

*A Katerine Pérez Suárez quien siempre estuvo ahí dando su mano incondicionalmente, para seguir soñando y creyendo, por calmar mis tristezas y llenarme la vida de alegría.*

***Hariel Adolfo Peñata Sánchez***

***A Dios:***

*Por permitirme vivir esta experiencia, conocer personas que cambiaron mi manera de ver las cosas cotidianas y por regalarme la salud, la libertad y la nueva oportunidad de vivir de manera más serena y tranquila en cada paso que doy.*

***A mis padres, hermano y sobrina:***

*María Yolanda Gutiérrez de Villada y José Antonio Villada López (QEPD) por darme la vida, quererme mucho, creer en mí y brindarme siempre su apoyo; a mi hermano Antonio Villada Gutiérrez por alentarme en cada parte de mi vida y compartir buenos y malos momentos, lo quiero mucho; a mi sobrina Sofía, para que veas en mí un ejemplo a seguir.*

***A mis familiares:***

*Gonzalo (QEPD), Ana (QEPD), Gabriel, Jairo, Javier, Juan, Amparo, Olga, Nelly, Fanny, Nancy, Edilma (QEPD), Esperanza, Marina, Jhon, Paola, Leonardo, Sandra, Francisco, Alexandra, Cecilia, David, Aleida, Rosa, Rubén por estar conmigo, creer en mí y apoyarme siempre con sus palabras de aliento y muestras de cariño.*

***A mi señora:***

*Yuledis Agámez Calao por estar siempre conmigo, calmar mis enojos, soportar mis insomnios, alegrar mi corazón, poner a soñar mi paladar, cuidar mi enfermedad y apoyarme en las situaciones difíciles, por eso y mucho más, te amo todita mi bella genio.*

***Jaime Andrés Villada Gutiérrez***

## **AGRADECIMIENTOS**

*A nuestro director de proyecto M.Sc. Valéry José Lancheros Suárez por la confianza depositada en nosotros, por el tiempo dedicado de manera desinteresada durante todo este proceso y el brindar su valioso conocimiento a favor de nuestra formación como futuros ingenieros mecánicos.*

*A los grandes docentes que, día a día, fortalecen el programa: Ing. Demostenes, Ing. William, Ing. Elkin, M.Sc. Yahir, Ph.D Nova, Ph.D Mendoza, por dedicar su valioso tiempo a compartir sus conocimientos, experiencias, logros y fracasos para ser mejores cada día y brindar a los demás lo mejor de su conocimiento, buscando siempre estrategias de aprendizaje que nos faciliten la comprensión de los conceptos y su aplicación; a mis conocidos: Deifília, Elisa, Yadira, Daniel, Mauricio, Laura, Juan, Sebastián, y a todos aquellos que en su momento me brindaron su apoyo y colaboración para lograr este propósito.*

*Finalmente, un abrazo rompecostillas a todas las personas que compartieron el día a día con nosotros durante todos estos años y que el Dios de todos los bendiga por ello.*

***Jaime Andrés Villada Gutiérrez***

*Le agradezco a toda mi familia por su apoyo y comprensión, por siempre estar pendiente a mis avances académicos y por sus consejos de vida, los cuales fueron de gran ayuda en todo este trayecto de mi vida.*

*Me siento muy agradecido con mis amigos Jaime Andrés Villada, Ángel Gracia y Wilmer Hernández, quienes se convirtieron en mis aliados en este camino, volviéndose personas muy valerosas en mi proceso de formación y enseñanza.*

***Hariel Adolfo Peña Sánchez***

## TABLA DE CONTENIDO

<b>RESUMEN DEL PROYECTO .....</b>	<b>14</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>15</b>
<b>1. INFORMACIÓN GENERAL DEL PROYECTO .....</b>	<b>16</b>
<b>1.1 INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>17</b>
<b>1.2 OBJETIVOS.....</b>	<b>19</b>
1.2.1 Objetivo general .....	19
1.2.2 Objetivos específicos .....	19
<b>1.3 MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>20</b>
1.3.1 Velocidad crítica .....	20
1.3.2 Vibraciones .....	22
1.3.3 Deflexión.....	24
1.3.4 Coeficientes de influencia .....	24
1.3.5 Resonancia .....	25
1.3.6 Estado del arte.....	26
<b>1.4 MARCO CONCEPTUAL .....</b>	<b>28</b>
1.4.1 Eje .....	28
1.4.2 Rodamiento o cojinete.....	28
1.4.2.1 Rodamiento para carga radial.....	28
1.4.3 Acoplamiento elástico.....	29
1.4.4 Motor eléctrico.....	29
1.4.5 Variador de frecuencia .....	29
1.4.6 Tacómetro óptico .....	30
1.4.7 Vibrómetro.....	30
1.4.8 Tornillo.....	30
1.4.9 Acrílico.....	31
<b>2. MATERIALES Y MÉTODOS.....</b>	<b>32</b>
<b>2.1 IDENTIFICACIÓN DE COMPONENTES .....</b>	<b>33</b>
2.1.1 Placa base .....	34
2.1.2 Acoplamientos.....	34
2.1.3 Sistema eléctrico .....	35

<b>2.2</b>	<b>identificación de parámetros.....</b>	<b>36</b>
2.2.1	Potencia y torque del motor .....	37
2.2.2	Velocidad del eje a ensayar .....	38
2.2.3	Materiales del eje a ensayar .....	38
2.2.4	Sección transversal – Diámetro del eje a ensayar .....	38
2.2.5	Análisis por fatiga del eje a ensayar.....	40
2.2.6	Selección de la masa a aplicar.....	42
2.2.6.1	Dimensionamiento de la masa .....	46
<b>2.3</b>	<b>DISEÑO del prototipo para velocidad crítica.....</b>	<b>48</b>
2.3.1	Selección de rodamientos.....	50
2.3.2	Torque requerido por el sistema.....	53
2.3.3	Selección del motor.....	54
2.3.4	Selección del acople.....	55
2.3.5	Selección de tornillos .....	56
2.3.5.1	Longitud del agarre .....	57
2.3.5.2	Longitud del sujetador.....	57
2.3.5.3	Longitud roscada.....	57
2.3.5.4	Rigidez del sujetador.....	58
2.3.5.5	Rigidez del elemento.....	58
2.3.6	Selección de machuelos y brocas para roscados .....	59
2.3.7	Determinar la resistencia en la placa base.....	60
2.3.7.1	Calculo para vista frontal de la placa base .....	63
2.3.7.2	Calculo para vista lateral de la placa base.....	64
<b>2.4</b>	<b>CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DEL PROTOTIPO .....</b>	<b>66</b>
2.4.1	Construcción del prototipo para ensayo de velocidad crítica.....	67
2.4.2	Dificultades presentadas durante el ensamble y la validación .....	80
2.4.3	Validación del prototipo para ensayo de velocidad crítica .....	81
<b>3.</b>	<b>RESULTADOS Y ANÁLISIS.....</b>	<b>89</b>
<b>3.1</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>90</b>
<b>3.2</b>	<b>ANÁLISIS DE RESULTADOS.....</b>	<b>96</b>
<b>4.</b>	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>97</b>
<b>4.1</b>	<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>99</b>

<b>5. REFERENCIAS .....</b>	<b>100</b>
<b>6. ANEXOS .....</b>	<b>102</b>
<b>ANEXO A – ESPECIFICACIONES PARA ACERO ASTM –A36.....</b>	<b>103</b>
<b>ANEXO B – ESPECIFICACIONES ACERO AISI 1020 .....</b>	<b>104</b>
<b>ANEXO C – ESPECIFICACIONES ACERO AISI 1045 .....</b>	<b>105</b>
<b>ANEXO D – PROPIEDADES MECÁNICAS ALUMINIO AA6063-T6.....</b>	<b>106</b>
<b>ANEXO E – CATÁLOGO MOTORES SIEMENS .....</b>	<b>107</b>
<b>ANEXO F – CARACTERÍSTICAS VARIADOR DE FRECUENCIA <i>DELTA</i>...</b>	<b>108</b>
<b>ANEXO G – ESPECIFICACIONES TACÓMETRO DIGITAL LASER .....</b>	<b>109</b>
<b>ANEXO H – ESPECIFICACIONES VIBRÓMETRO PCE-VD3 .....</b>	<b>110</b>
<b>ANEXO I – ESPECIFICACIONES EN ACOPLES TIPO ARAÑA .....</b>	<b>111</b>
<b>ANEXO II – FACTOR DE SEGURIDAD PARA ACOPLE TIPO ARAÑA .....</b>	<b>112</b>
<b>ANEXO J – ESPECIFICACIONES CHUMACERA AUTOALINEABLE.....</b>	<b>113</b>
<b>ANEXO K – ELEMENTOS DE SUJECCIÓN .....</b>	<b>114</b>
<b>ANEXO K1 - ELEMENTOS DE SUJECCIÓN (CONTRATUERCA).....</b>	<b>115</b>
<b>ANEXO K2 – DIMENSIÓN PARA ROSCA HEXAGONAL .....</b>	<b>116</b>
<b>ANEXO L – PLANOS DE CONSTRUCCIÓN .....</b>	<b>117</b>
<b>ANEXO M – COSTOS DEL PROYECTO .....</b>	<b>128</b>
<b>ANEXO N – GUÍA DE LABORATORIO .....</b>	<b>129</b>
<b>ANEXO N1 – GUÍA DE PROGRAMACIÓN .....</b>	<b>135</b>
<b>ANEXO O – MANUAL DE MANTENIMIENTO.....</b>	<b>136</b>
<b>ANEXO P – FICHA TÉCNICA.....</b>	<b>137</b>
<b>ANEXO Q – ESQUEMA ELÉCTRICO .....</b>	<b>138</b>
<b>ANEXO R – TABLA DE EQUIVALENCIAS .....</b>	<b>139</b>
<b>ANEXO S – MOMENTO DE FRICCIÓN .....</b>	<b>140</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Equipo de ensayo TM-625.....	20
Figura 2. Representación de la deflexión máxima de un eje.....	24
Figura 3. Coeficientes de influencia.....	25
Figura 4. Diagrama de frecuencia Vs amplitud .....	26
Figura 5. Diseño final del prototipo .....	33
Figura 6. Diseño de prototipo para ensayo de velocidad crítica .....	35
Figura 7. Diámetro para velocidad intrínseca .....	39
Figura 8. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para velocidad crítica .....	41
Figura 9. Determinación de la masa.....	43
Figura 10. Dimensionamiento del disco (masa).....	47
Figura 11. Diseño de disco (masa).....	47
Figura 12. Partes de diseño del prototipo.....	49
Figura 13. D.C.L. para eje.....	52
Figura 14. Selección del motor .....	54
Figura 15. Dimensionamiento Según el agarre de los elementos .....	56
Figura 16. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la placa en 1,2 m .....	63
Figura 17. Área frontal de la placa base.....	63
Figura 18. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la placa base en 0,5m .	64
Figura 19. Área transversal de la placa base .....	64
Figura 20. Diseño final del prototipo .....	66
Figura 21. Delimitación y marcación de centro punto.....	67
Figura 22. Taladrado de elementos .....	68
Figura 23. perforaciones a nivel.....	68
Figura 24. Elaboración de roscas para zapatas.....	69
Figura 25. Elaboración de roscas para elementos .....	69
Figura 26. Selección del material.....	70
Figura 27. Corte y pulido de piezas .....	70
Figura 28. Roscado para ajuste de chumaceras.....	71
Figura 29. Selección de material y fabricación de soportes.....	71
Figura 30. Instalación de componentes eléctricos.....	72
Figura 31. Presentación y ajuste de elementos.....	72
Figura 32. Lijado placa base .....	73
Figura 33. aplicación de pintura y secado en placa base.....	73
Figura 34. Maquinado para ampliación de arandela .....	74
Figura 35. presentación de piezas .....	74
Figura 36. Soldadura y montaje en el torno para desbaste.....	75
Figura 37. Acabado de zapatas.....	75
Figura 38. Alineación entre rodamientos y acople.....	76
Figura 39. Alineación general entre componentes.....	76
Figura 40. Elaboración de masas (torneado).....	77
Figura 41. Taladrado y machueleado para masas .....	77

Figura 42. Corte de ejes con sierra manual .....	77
Figura 43. Instalación eléctrica entre componentes .....	78
Figura 44. Aislamiento en conexiones .....	78
Figura 45. Verificación de conexiones.....	79
Figura 46. Prototipo terminado .....	79
Figura 47. Engrase de rodamientos .....	81
Figura 48. Lijado leve para eliminar asperezas .....	82
Figura 49. Ajuste de tornillos.....	82
Figura 50. Nivelación e instalación del equipo .....	83
Figura 51. Encendido de sistemas .....	83
Figura 52. Comprobación de programación del equipo.....	84
Figura 53. Espectro DataLogger .....	85

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Componentes del prototipo para ensayo de velocidad crítica.....	36
Tabla 2. Diámetro en (mm) para barra circular de aluminio AA6063-T6.....	40
Tabla 3. Diámetro en (mm) para barra de acero AISI 1020HR .....	40
Tabla 4. Resultados para análisis de fatiga .....	42
Tabla 5. Selección de la masa de acuerdo al material (kg) .....	43
Tabla 6. Dimensiones para disco (masa) de acero AISI-1045HR .....	47
Tabla 7. Características para selección de rodamiento .....	53
Tabla 8. Torque requerido por el sistema.....	54
Tabla 9. Selección del motor.....	54
Tabla 10. Resultados para selección de acople .....	55
Tabla 11. Resultados para selección de tornillos .....	59
Tabla 12. Tamaños de brocas para roscados .....	60
Tabla 13. Elementos que conforman el prototipo .....	61
Tabla 14. Características de la placa base .....	61
Tabla 14. Valores iniciales para programación del variador de frecuencia .....	84
Tabla 15. Resultados teóricos para velocidad crítica .....	85



## LISTA DE GRÁFICAS

Gráfica 1. Velocidad intrínseca para acero AISI 1020HR .....	86
Gráfica 2. Velocidad intrínseca para aluminio AA6063 - T6 .....	87
Gráfica 3. Velocidad crítica con masa de 0,490 kg .....	87
Gráfica 4. Velocidad crítica con masa de 0,250 kg .....	88
Gráfica 5. Prueba 1 – Análisis espectral .....	90
Gráfica 6. Prueba 2 - Análisis espectral .....	90
Gráfica 7. Prueba 3 - Análisis espectral .....	91
Gráfica 8. Prueba 1 - Análisis espectral .....	91
Gráfica 9. prueba 2 - Análisis espectral .....	92
Gráfica 10. Prueba 3 - Análisis espectral .....	92
Gráfica 11. Prueba 1 - Análisis espectral .....	93
Gráfica 12. Prueba 2 - Análisis espectral .....	93
Gráfica 13. Prueba 3 - Análisis espectral .....	94
Gráfica 14. Prueba 1 - Análisis espectral .....	94
Gráfica 15. Prueba 2 - Análisis espectral .....	95
Gráfica 16. Prueba 3 - Análisis espectral .....	95

## RESUMEN DEL PROYECTO

El presente proyecto tuvo como objetivo diseñar y construir un prototipo de carácter académico para realizar ensayos de velocidad crítica, en ejes de sección uniforme, como una estrategia de aprendizaje en el área de diseño del programa de ingeniería mecánica de la Universidad de Córdoba; lo que a su vez, se convierte en una alternativa económica para que otras universidades de la región, las cuales ofertan el programa de ingeniería mecánica fortalezcan sus procesos de aprendizaje por medio de este tipo de prácticas.

El prototipo se desarrolló con base en modelos comerciales, fabricados por compañías extranjeras y por prototipos construidos en otras universidades del país. Para este diseño se tuvo en cuenta la teoría de velocidad crítica en ejes, rodamientos y elementos de sujeción (tornillos y pernos) plasmados en el libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” de igual manera se utilizó un software de diseño “Solidworks” para la realización de simulaciones estáticas de carga y frecuencia. La validación se realizó comparando los datos entregados por el vibrómetro y tacómetro, a cierta frecuencia, con el resultado del cálculo teórico.

El presente documento cuenta con 6 capítulos en donde se expone cada una de las etapas que llevaron a la construcción del prototipo logrando así los objetivos planteados inicialmente y aportando nuevas herramientas de enseñanza las cuales podrán ser usadas como base en futuras investigaciones.

**Palabras clave:** Velocidad crítica, frecuencia, deflexión, vibración, ejes.

## **ABSTRACT**

The present project had as objective to design and to construct a prototype of academic character to realize tests of critical speed, in axes of uniform section, like a strategy of learning in the area of design of the program of mechanical engineering of the University of Cordoba; Which, in turn, becomes an economic alternative for other universities in the region, which offer the mechanical engineering program to strengthen their learning processes through this type of practice.

The prototype was developed based on commercial models, manufactured by foreign companies and prototypes built in other universities in the country. For this design, the theory of critical velocity in shafts, bearings and fastening elements (screws and bolts) was taken into account in the book "Design in Mechanical Engineering of Shigley". The realization of static simulations of charge and frequency. The validation was performed by comparing the data delivered by the vibrometer and tachometer, at a certain frequency, with the result of the theoretical calculation.

This document has 6 chapters in which it exposes each of the stages that led to the construction of the prototype achieving the goals set out initially and providing new teaching tools which can be used as a basis for future research.

**Key words:** Critical velocity, frequency, deflection, vibration, axes.

## **1. INFORMACIÓN GENERAL DEL PROYECTO**

## 1.1 INTRODUCCIÓN

Dentro de los lineamientos del mantenimiento (predictivo) de los activos en una empresa, se busca determinar las condiciones que generan fallos, y donde las vibraciones mecánicas entran a ser analizadas en este tipo de elementos con el fin de establecer posibles soluciones que lleven a la optimización de la máquina, a la vez que proporcionar una mayor durabilidad (Preciado, 2012)

Una de las situaciones que se presentan en los ejes es el fenómeno de la velocidad crítica, que es un efecto que ocurre debido a la teoría de deflexiones y/o vibraciones, por lo que debe tenerse en cuenta para determinar el diámetro de los mismos.

Como una estrategia de aprendizaje, el programa de ingeniería mecánica de la Universidad de Córdoba ha implementado prácticas experimentales de laboratorio en asignaturas tales como física, química y resistencia de materiales, lo que permite de manera directa conocer, observar y analizar los fenómenos vistos en las principales líneas de enseñanza, para comprobar lo plasmado en los libros guía correlacionando el cálculo teórico con el obtenido experimentalmente.

Los laboratorios a nivel industrial enfocados al análisis de velocidad crítica en ejes, generan poco interés debido a la gran variedad de diámetros, material, longitud, sección transversal y velocidad de giro que presentan estos elementos, lo que ha limitado este tipo de ensayos para que se realicen de manera estandarizada, conllevando al uso de software de diseño para estas pruebas; sin embargo, empresas como SpectraQuest, Gunt y edibon, especializadas en la fabricación de equipos de ingeniería, ofrecen modelos para realizar ensayos de velocidad crítica con carácter educativo; y a nivel académico se han establecido prácticas con modelos propios de cada entidad educativa como en el caso de la Universidad Autónoma de Occidente ubicada en la ciudad de Cali, donde el prototipo

fue producto de un proyecto de grado, denominado: “DISEÑO Y MONTAJE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE VELOCIDAD CRÍTICA Y DESBALANCE” (Montoya Echeverry & Cardona García, 2014)

El departamento de Córdoba tiene tres (3) instituciones de educación superior que ofertan el programa de ingeniería mecánica y ninguna cuenta con una máquina para realizar ensayos de velocidad crítica en ejes, esto se puede deber al enfoque académico de cada programa o a los trámites que implica la adquisición de estos equipos.

Actualmente, en el área de diseño, el laboratorio de materiales y procesos del programa de ingeniería mecánica de la Universidad de Córdoba pretende construir equipos de carácter educativo que permitan la realización de prácticas y particularmente analizar las velocidades críticas en ejes; esta clase de equipos son importados por compañías industriales, como por ejemplo: SpectraQuest, gunt y edibon donde su valor comercial puede oscilar entre los \$20600 (USD) a \$27500 (USD).

Con la construcción de este prototipo se verían beneficiados los estudiantes que cursen las asignaturas de diseño de máquinas I y II que en promedio son 50 estudiantes por semestre lo que permitirá fortalecer los procesos de investigación y extensión, ya que podría ser usado en la realización de nuevos proyectos que permitan a los estudiantes optar por el título de ingeniero mecánico, y para prestar servicio a nivel interno y externo, logrando con ello formar nuevos vínculos con otras universidades que oferten el programa de ingeniería mecánica, lo que daría un mayor reconocimiento a la Universidad de Córdoba.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 Objetivo general**

- Diseñar y construir un prototipo para realizar ensayos de velocidad crítica en ejes como estrategia para la enseñanza en el área de diseño del programa de ingeniería mecánica de la Universidad de Córdoba.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Establecer los diferentes parámetros y sistemas empleados, analizando modelos existentes para el diseño del prototipo de velocidad crítica en ejes.
- Diseñar, el prototipo bajo los parámetros, sistemas y condiciones de diseño mecánico, para su construcción y validación.
- Elaborar un manual que contenga una guía práctica, para la utilización y mantenimiento del equipo, que garantice el correcto funcionamiento de acuerdo a lo establecido en las normas de seguridad antes, durante y después del ensayo.

## 1.3 MARCO TEÓRICO

### 1.3.1 Velocidad crítica

Cuando un eje gira, la excentricidad ocasiona una deflexión debida a la fuerza centrífuga que se resiste por *la rigidez a flexión* del eje  $EI$ . Siempre y cuando las deflexiones sean pequeñas, no se ocasiona ningún daño. Sin embargo, a ciertas velocidades el eje es inestable y las deflexiones se incrementan sin un límite superior y a pesar de desconocer la deflexión dinámica, mediante una curva de deflexión estática se puede obtener una estimación excelente de la velocidad crítica (Budynas & Nisbett, 2012)

La prueba de velocidad variable se realiza en un equipo de ensayo que se muestra en la figura 1 cuya velocidad se puede variar en un amplio rango, de este modo se modifica y registra la velocidad, mientras que se están grabando datos de vibración (frecuencia y amplitud) además, la interpretación de los datos es primordial para comprender el fenómeno que se presenta en un eje cuando es sometido a altas velocidades (Rodríguez, Elementos de máquinas. Teoría y problemas, 2004)

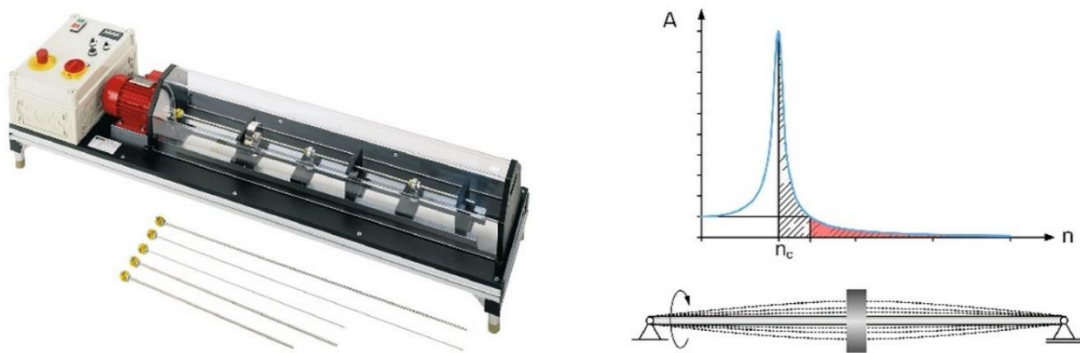


Figura 1. Equipo de ensayo TM-625

Tomado de: <http://www.gunt.de/es> , 2017



Esa curva cumple con la condición de frontera de la ecuación diferencial (momento y deflexión cero en ambos cojinetes) y la energía del eje no es en particular sensible a la anatomía de la curva de deflexión (Budynas & Nisbett, 2012).

Sin embargo; cuando estas deflexiones se incrementan, el eje es inestable debido a las altas velocidades a las que el elemento de análisis este sujeto. A pesar de que la forma de la deflexión dinámica se desconoce, mediante una curva de deflexión estática se obtiene una estimación excelente de la velocidad crítica. Esa curva cumple con la condición de frontera de la ecuación diferencial (momento y deflexión cero en ambos apoyos) y la energía del eje no es en particular a la anatomía de la curva de deflexión (Nisbett, 2009)

En general, el eje debido a su propia masa tiene una velocidad crítica conocida como velocidad intrínseca, siendo que el centro de la sección transversal del eje describe una trayectoria circular donde se mantiene fijo con respecto a la sección del eje y en rotación respecto a la bancada; así mismo, al ensamblar diversos elementos como poleas, bujes y engranes, este tendrá otra velocidad crítica que es mucho menor que la velocidad intrínseca; de ahí que, para un eje con un diámetro uniforme el cual se encuentra simplemente apoyado en los rodamientos se tiene la ecuación (1) (Budynas & Nisbett, 2012) la cual solo considera la masa del eje:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \times \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \times \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}} \quad (1)$$

donde:

$m$  = masa por unidad de longitud

$l$  = longitud del eje

$A$  = área de la sección transversal

$\gamma$  = peso específico

$E$  = módulo de elasticidad

En el caso de ensamble de elementos al eje, el método de *Rayleigh* para masas concentradas la ecuación (2) (Budynas & Nisbett, 2012), establece:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad (2)$$

donde:

$w_i$  = peso de la  $i$ -ésima ubicación

$y_i$  = deflexión en la ubicación del  $i$ -ésimo cuerpo

### 1.3.2 Vibraciones

La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial en energía cinética y de ésta en energía potencial, de manera alterna. Si el sistema se amortigua, una parte de su energía se disipa en cada ciclo de vibración y se le debe reemplazar por una fuente externa para que se mantenga un estado de vibración estable. Por lo común un sistema vibratorio incluye un medio para almacenar energía potencial (motor), un medio para conservar energía cinética (masa) y un medio por el cual la energía se pierde gradualmente (eje). (Thomson, 2012)

Los sistemas rotatorios se relacionan habitualmente con números de revoluciones críticos y resonancia, esta se produce cuando coinciden la frecuencia natural y la de excitación. La frecuencia natural de un sistema capaz de vibrar, es la frecuencia con la que el sistema vibra tras excitarlo con la forma propia correspondiente. El funcionamiento de un equipo a una velocidad crítica puede romper o provocar daños en los componentes del sistema de las máquinas de rotación rápida. Para evitarlo, el sistema se hace funcionar

muy por encima del número de revoluciones crítico y la gama de revoluciones se atraviesa rápidamente (G.U.N.T., 2017)

El estudio y análisis de las vibraciones mecánicas ha adquirido gran importancia para la supervisión de los sistemas mecánicos, sobre todo los elementos de tipo rotativo. Independientemente de los planes de mantenimiento correctivo y preventivo, el plan de mantenimiento predictivo se basa, principalmente, en el estudio de las vibraciones mediante la instalación de sensores que permiten detectar las vibraciones fuera de rango. (Villegas, 2015) La frecuencia natural de la vibración y del periodo son:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad ; \quad T = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}} \quad \Leftrightarrow \quad T = \frac{1}{\omega} \quad ; \quad \omega_n = \omega \quad ; \quad T = \frac{1}{\omega_n}$$

De modo que:

$$\frac{1}{\omega_n} = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}} \quad ; \quad \Rightarrow \quad \omega_n = \frac{1\left(\frac{m}{k}\right)^{-1/2}}{2\pi} \quad \therefore \quad \omega_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$$

Donde:

$\omega_n$  = frecuencia natural

$T$  = periodo

$k$  = constante del resorte o **rigidez**

$m$  = masa

Todo sistema mecánico tiene un número de frecuencias naturales que dependen del diseño, si un sistema aumenta su rigidez su frecuencia natural aumentará, pero si lo que se adiciona es masa, la frecuencia natural disminuirá (Montoya Echeverry & Cardona García, 2014)

### 1.3.3 Deflexión

Es aquella deformación que sufre un elemento por el efecto de las flexiones internas. Para determinar la deflexión se aplican las leyes que relacionan las fuerzas y desplazamientos utilizando dos tipos de métodos de cálculo: los geométricos y los de energía.

Se entiende por curva elástica, la curva que representa la deformada del elemento en su línea centroidal según se muestra en la figura 2. En elementos horizontales se puede asumir la siguiente convención, que coincide con dibujar los momentos para el lado que producen tracción (Estructuras, 2016)

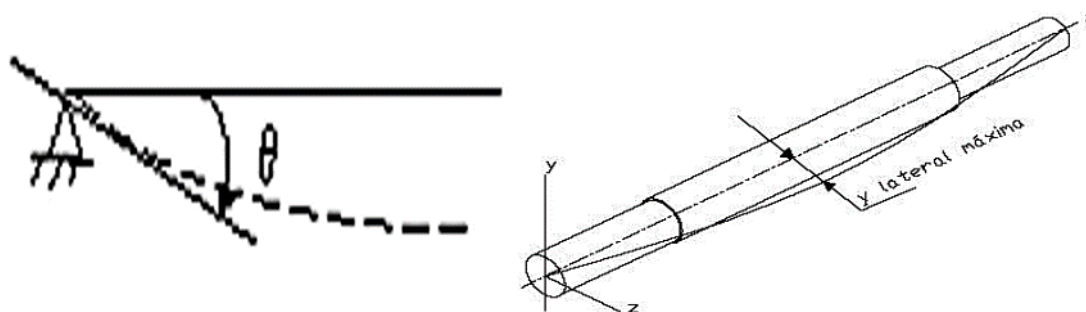


Figura 2. Representación de la deflexión máxima de un eje

Fuente: Adaptado de (Alejandra & Alberto, 2016)

### 1.3.4 Coeficientes de influencia

Estas son las deflexiones transversales en la ubicación  $i$  de un eje, debido a una carga unitaria en la ubicación  $j$  del eje. Puesto que el eje es un cuerpo elástico, se adopta un punto de vista más útil para contrarrestar la complejidad en cuanto al cálculo que esto representa. Es así, que para una viga simplemente apoyada con una sola carga unitaria como se muestra en la figura 3, se tiene que los coeficientes de influencia descritos en la ecuación (3) están dados según la ubicación de la carga.

$$\delta_{ij} = \begin{cases} \frac{b_j x_i}{6EI} (l^2 - b_j^2 - x_i^2) & x_i \leq a_j \\ \frac{a_j (l - x_i)}{6EI} (2l^2 - a_j^2 - x_i^2) & x_i > a_j \end{cases} \quad (3)$$

A partir de los coeficientes de influencia anteriores, se puede determinar la deflexión  $y_i$  a partir de la ecuación (4) donde  $(w_i)$  es el peso en la  $i$ -ésima ubicación (Budynas & Nisbett, 2012)

$$y_i = w_i * \delta_{ij} \quad (4)$$

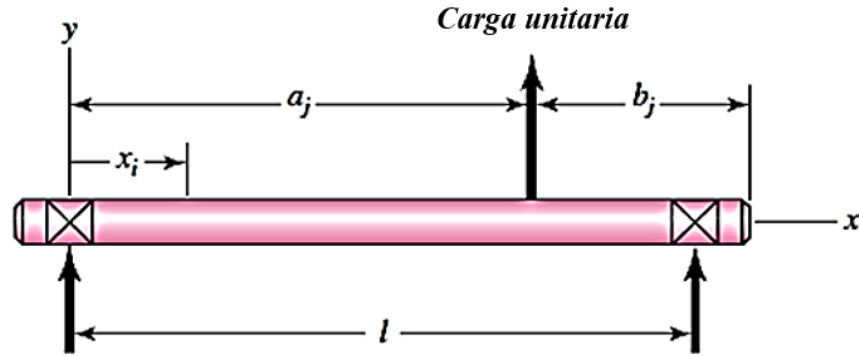


Figura 3. Coeficientes de influencia

Fuente: Adaptado de (Budynas & Nisbett, 2012)

### 1.3.5 Resonancia

Una característica muy significativa del movimiento oscilatorio tiene lugar cuando la fuerza excitadora de las vibraciones tiene unas frecuencias particulares, para cada sistema dado, produciéndose cambios de configuración en los sistemas mecánicos que alcanzan amplitudes notables, como se muestra en la figura 4, y generalmente ocasionan un fallo estructural del material sometido a esfuerzos de rotura: efectos resonantes.

Este riesgo se produce incluso con fuerzas excitadoras muy pequeñas ya que depende de las características del material sometido a vibración. Las llamadas frecuencias críticas de flechas rotativas donde el ángulo de fase entre la vibración de la fuente de excitación y la respuesta de la estructura siempre es de 90 grados a la frecuencia natural. En el caso de rotores largos, como en turbinas, las frecuencias naturales se llaman "frecuencias críticas" o "velocidades críticas" y se debe cuidar que estas máquinas no operen en esos rangos, debido al riesgo de falla que se pueda presentar. (Rodríguez, 2004)

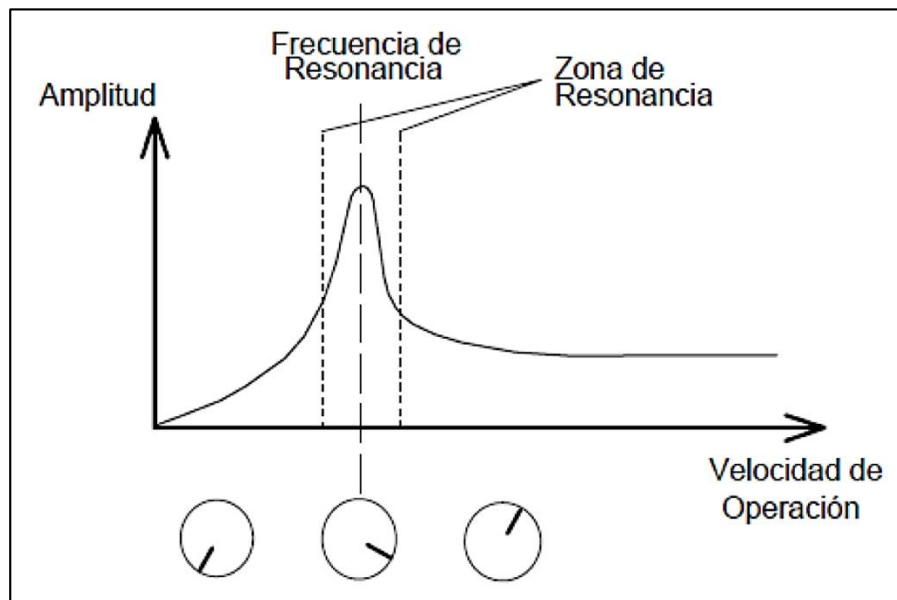


Figura 4. Diagrama de frecuencia Vs amplitud

Fuente: Tomado de (Jean Carlo & Yong Xiang, 2014)

### 1.3.6 Estado del arte

El sector industrial no cuenta con equipos destinados a la realización de ensayos de velocidad crítica en ejes, entre las diferentes razones se encuentra la gran variedad de diámetros, materiales, y aplicaciones a las que están sujetas estos elementos, limitando la normalización para realizar este tipo de ensayos, ya que sería necesario un equipo para

cada modelo de eje lo que sería improductivo para las empresas que requieran este tipo de pruebas.

A nivel académico se han encontrado pocos proyectos relacionados; la universidad de Huelva, ubicada en España, en su departamento de ingeniería minera, mecánica y energética realiza prácticas de laboratorio en la asignatura de tecnología de máquinas, denominada: (determinación de velocidades críticas en rotores) con el equipo académico TM-625 fabricado por GUNT (G.U.N.T., 2017) con el objetivo de analizar velocidades críticas en ejes delgados, elásticos y rotores (Sánchez, 2004)

Por otra parte, la Universidad Carlos III de Madrid-España en su departamento de ingeniería mecánica en el programa de ingeniería industrial, llevo a cabo un proyecto de grado con el fin de calcular y validar experimentalmente velocidades críticas y desequilibrio en el rotor KIT MFS2004 (Luna, 2010) para este se utilizó un banco de ensayo MFS-LT de SpectraQuest, inc para ensayos de rodamientos y elementos rotativos a altas velocidades (Copyright © SpectraQuest, 2017)

A nivel nacional la Universidad autónoma de occidente de Cali–Valle del Cauca, en su departamento de energética y mecánica, el programa de ingeniería mecánica llevo a cabo el proyecto de investigación para ensayos de velocidad crítica y desbalance (Montoya Echeverry & Cardona García, 2014) el cual se realizó para renovar un equipo que presentaba problemas por la antigüedad en sus componentes, lo que generaba gran margen de error y hacía complicado su uso.

## **1.4 MARCO CONCEPTUAL**

### **1.4.1 Eje**

Elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda, una polea o un engranaje (Julián & Ana, 2008)

### **1.4.2 Rodamiento o cojinete**

Elemento al cual se transfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante; estos elementos están diseñados para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas. Los cojinetes se componen de cuatro partes esenciales: anillo exterior, anillo interior, las bolas o elementos rodantes y el separador (Budynas & Nisbett, 2012)

#### **1.4.2.1 Rodamiento para carga radial**

El rodamiento de bolas más común se denomina *CONRAD*. Este tipo de rodamiento se usa con el fin de aumentar la capacidad de carga radial y los de máxima capacidad son aquellos con más bolas. Estos rodamientos pueden ser autoalineantes ya que compensan los desalineamientos producidos por la deformación del eje, deformación del soporte y deformación del alojamiento. Estos se dividen a su vez en autoalineantes internos y externos, donde el primero tiene como ventaja su mayor simplicidad y menor precio, pero como inconveniente su baja conformidad. Sin embargo, el segundo es costoso por su alta complejidad (Badiola, 2004)



### **1.4.3 Acoplamiento elástico**

Elemento que se utiliza para transmitir el par de torsión de un eje a otro ya que absorbe y amortigua las irregularidades del par, además suprime las posibles tensiones que se dan en un acoplamiento rígido, acepta desalineaciones y diferencias entre los ejes, también es, silencioso, sin fricción y no necesita engrase (Piovan, 2014)

### **1.4.4 Motor eléctrico**

Dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de interacciones electromagnéticas; los motores de corriente alterna y de corriente continua se basan en el mismo principio de funcionamiento, el cual establece que si un conductor por el que circula una corriente eléctrica se encuentra dentro de la acción de un campo magnético, éste tiende a desplazarse perpendicularmente a las líneas de acción del campo magnético (VANDELVIRA, 2011)

### **1.4.5 Variador de frecuencia**

Los controladores de frecuencia variable de estado sólido constan de un rectificador que convierte la corriente alterna de la línea de alimentación a corriente directa y de una segunda sección llamada inversor que convierte la corriente directa en una señal de corriente alterna de frecuencia ajustable que alimenta al motor. La función del rectificador es convertir la señal de voltaje de alimentación de CA a CD y controlar el voltaje al inversor para mantener constante la relación Volts/Hz, el inversor utiliza dispositivos de potencia de estado sólido que son controlados por microprocesador para conmutar el voltaje del bus de CD y producir una señal de CA de frecuencia ajustable que alimenta al motor. Para variar la frecuencia del motor, se ajusta el tiempo de conducción de los SCR's, modificando el tiempo del ciclo. El voltaje de CD se ajusta para mantener la relación

Volts-Hz constante. Cuando se utilizan SCR's en el inversor, se utilizan circuitos complejos de conmutación y componentes adicionales de potencia como capacitores, inductores y SRC's adicionales. Esta complejidad se reduce cuando se utilizan GTO's o IGBT's como interruptores de potencia (AP&C, 2017)

#### **1.4.6 Tacómetro óptico**

Dispositivo que mide frecuencia de rotación de un elemento bajo operación dinámica o velocidades de superficies y extensiones lineales. Es muy útil en procesos en donde se desea conocer y controlar la frecuencia de rotación permitiendo intervalos de seguridad confiables y óptimos de eficiencia previamente establecidos. Para poder obtener la lectura, el eje o la polea, debe ser marcado con un referente (*marca de color claro*) (MetAs, 2005)

#### **1.4.7 Vibrómetro**

Instrumentos empleados para medir vibraciones y oscilaciones en muchas máquinas e instalaciones. La medición proporciona los siguientes parámetros: aceleración de la vibración, velocidad de vibración y variación de vibración. De este modo se caracterizan las vibraciones con precisión. Los vibrómetros son portátiles y sus resultados se pueden almacenar parcialmente. (PCE Holding, 2014)

#### **1.4.8 Tornillo**

Elemento cilíndrico, generalmente compuesto de metal, dotado de una caña roscada con rosca triangular y posee una cabeza que, mediante una llave o destornillador se le ejerce una fuerza de torsión para ser introducido en un agujero roscado a su medida o atravesar piezas a fin de acoplarse por medio de una tuerca, es utilizado normalmente para

fijar de forma temporal a dos o más piezas entre sí. Existe una enorme variedad de tornillos de acuerdo a su forma, tamaño, funciones, material; sin embargo, los más comunes son:

- *Tornillo Hexagonal*: siendo el más utilizado, se caracteriza por tener una cabeza en forma de hexágono y generalmente se emplean para unir piezas metálicas. Según la forma que posea el extremo de la espiga se pueden utilizar para fijación, montaje o presión.
- *Tornillo Allen*: estos se utilizan cuando se precisan superficies lisas. Sus fuerzas de apriete son bajas y tienen una cabeza cónica o cilíndrica, son tornillos avellanados y para colocarlos se recurre a una llave Allen. Esta se encaja en el orificio de forma hexagonal que contiene la cabeza (tiposde, 2012)

#### **1.4.9 Acrílico**

Termoplástico rígido excepcionalmente transparente; su resistencia a la intemperie hace que sea un material idóneo para gran variedad de aplicaciones al aire libre. En la industria se emplea como protectores de seguridad para maquinaria, cuadrantes y piezas de alta precisión con una resistencia al impacto del orden de 15 veces mayor que la del vidrio no templado (Hidalgo, 2016)

## **2. MATERIALES Y MÉTODOS**

## 2.1 IDENTIFICACIÓN DE COMPONENTES

La máquina de ensayo, para calcular la velocidad crítica en ejes, se diseñó para analizar un eje de sección transversal uniforme con características definidas como material, longitud, diámetro, carga y velocidad a la cual será sometido.

Por lo anterior, se optó por un rango amplio de velocidades debido a que este es el parámetro principal para el desarrollo del ensayo y el cual, a su vez, permitió definir la capacidad del motor eléctrico; de igual manera se escogió un variador de frecuencia con la capacidad acorde a los requisitos exigidos por el motor, a su vez, se estableció un tacómetro digital que permite visualizar en tiempo real la velocidad rotacional a la que está siendo sometido el eje y finalmente se optó por un variador de frecuencia para recopilar información de la amplitud y la frecuencia en cortos intervalos de tiempo.

Por consideraciones de diseño el prototipo para ensayo de velocidad crítica en ejes se dividió en tres partes fundamentales, siendo estas: la placa base, los acoplamientos y el sistema eléctrico los cuales están integrados, según se puede apreciar en la figura 5.

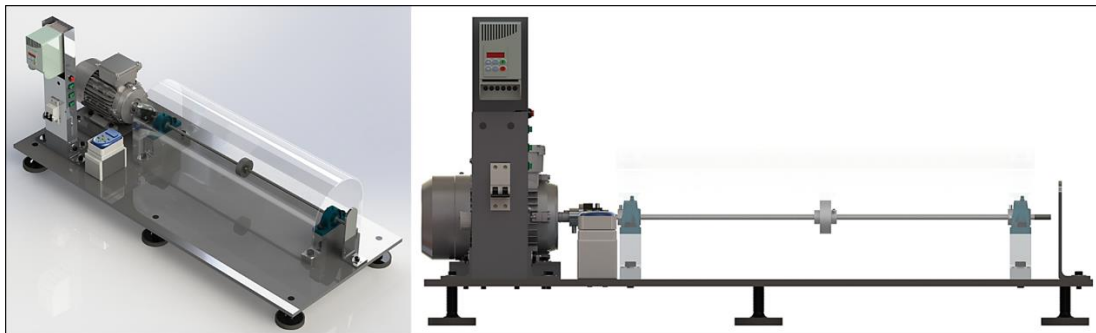


Figura 5. Diseño final del prototipo

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de Solidworks 2016.

### **2.1.1 Placa base**

La máquina consta de una chapa en acero ASTM-A36 con especificaciones físicas que se indican en el anexo A, de (1,2x0,5) m y 12,7 mm de espesor; la placa consta de seis (6) pernos hexagonales (zapatas) SAE grado 5 de 19,1 mm-10 UNC con una longitud de 63,5 mm los cuales se encuentran roscados a ella, y cuyo ajuste se dio por medio de tuercas de 19,1 mm UNC ubicadas en la parte inferior de la chapa de acero.

### **2.1.2 Acoplamientos**

El prototipo está provisto de dos soportes diseñados en acero ASTM-A36 de (215x81) mm y 38,1 mm de espesor para ajustar las chumaceras autolalineables que a su vez albergan los rodamientos, como se muestran en el anexo J; también tiene un soporte en acero ASTM-A36 de (189x50) mm y 4 mm de espesor como elemento de protección para evitar que el eje se salga y cause algún accidente. Todos estos componentes están ajustados a la placa base por medio de tornillos SAE grado 5 de 9,5 mm-24 y 12,7 mm-20 UNF, respectivamente; además cuenta con dos barras cuadradas de 25,4 mm en aluminio AA6063-T6 y una longitud de 200 mm que se encargan de absorber las vibraciones producidas por parte del motor (en funcionamiento) al igual que brindar una mayor altura al momento de colocar la masa que se ubicó en la parate media del eje entre apoyos a fin de evitar que choque con la placa base cuando la amplitud sea máxima. El motor se fijó a una placa de acero ASTM-A36 de (200x230) mm con 4 mm de espesor usando pernos hexagonales SAE grado 5 9,5 mm-24 UNF y todo esto se ajustó a la placa base por medio de tornillos SAE grado 5 9,5 mm-24 UNF

### 2.1.3 Sistema eléctrico

Al equipo se le instaló un sistema de control compuesto por tres (3) suiches a un variador de frecuencia marca DELTA VFD007EL23A para regular la velocidad en un motor SIEMENS de 0,75 kW a 3600 rpm; el variador de frecuencia y un interruptor bifásico se fijaron a un perfil en aluminio AA6063-T6 adaptado en C de 470 mm de longitud y 1,1 mm de espesor aproximadamente, esto, para ayudar a disipar el calor producido por el variador de frecuencia durante su funcionamiento; seguidamente se ubicó el tacómetro digital sobre un soporte de acero ASTM – A36 de (70x70) mm y 4 mm de espesor con el fin de poder tomar la lectura de las velocidades (rpm) generadas por el motor en tiempo real.

Finalmente se ubicó un vibrómetro portátil PCE VD3 en el extremo opuesto al del eje de salida del motor, este dispositivo se adhiere a la placa base por medio de unos imanes de neodimio y su función es la de registrar los cambios que se presentan en el prototipo al momento de variar la frecuencia en el motor. En la figura 6 se muestra el prototipo con todos sus componentes, los cuales se relacionan en la tabla 1 del presente documento.

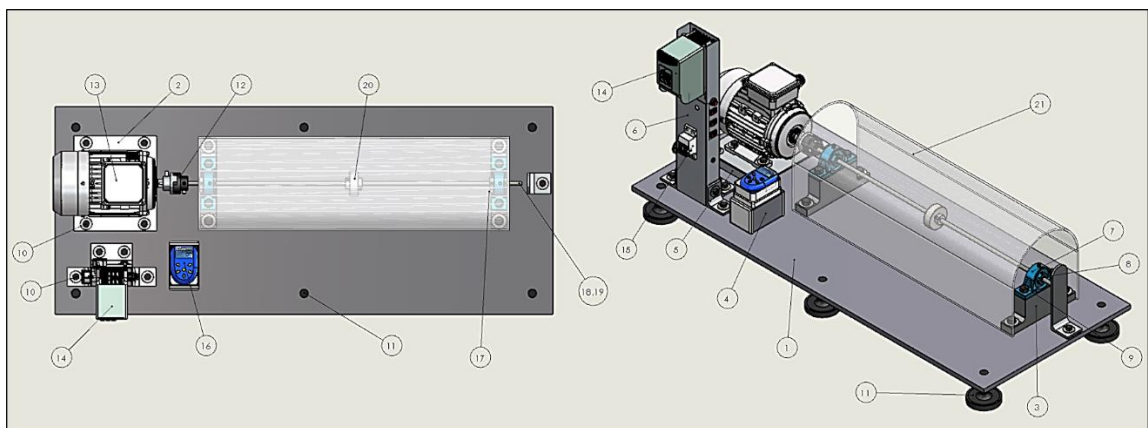


Figura 6. Diseño de prototipo para ensayo de velocidad crítica

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de Solidworks 2016.

Tabla 1. Componentes del prototipo para ensayo de velocidad crítica

NÚMERO	NOMBRE	MATERIAL O MARCA	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Chapa	Acero	ASTM-A36	1
2	Placa soporte motor	Acero	ASTM-A36	1
3	Soporte chumacera	Acero	ASTM-A36	2
4	Soporte tacómetro	Acero	ASTM A36	1
5	Barra cuadrada	Aluminio	AA6061-T6	2
6	Soporte variador	Aluminio	Perfil liso	1
7	Chumacera tipo “Y”	FYH	P203	2
8	Rodamiento	FYH	UC203	2
9	Tornillo chumacera	SAE grado 5	12,7 mm-20 UNF	8
10	Tornillo base - motor	SAE grado 5	9,5 mm-24 UNF	8
11	Zapata ajustable	SAE grado 5	19,1 mm-10 UNC	6
12	Acople elástico	NSPT	BL075	1
13	Motor eléctrico	SIEMENS	1LE0142-0DA26	1
14	Variador de frecuencia	DELTA	VDF007EL23A	1
15	Interruptor bifásico	Easy9	2x10amp 56210	1
16	Tacómetro digital	---	HS2234	1
17	Vibrómetro portátil	PCE	VD3	1
18	Eje	Acero	AISI 1020HR	1
19	Eje	Aluminio	AA6063-T6	1
20	Masa	Acero	AISI 1045HR	1
21	Protector	Acrílico	---	1

Fuente: Autores, (2017)

## 2.2 IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS

Los parámetros de diseño se establecieron de acuerdo a modelos académicos comerciales, proyectos de grado de otras universidades, teoría de las vibraciones y velocidad crítica.



### 2.2.1 Potencia y torque del motor

Como base inicial, se adoptó una velocidad de 3600 rpm para tener un amplio rango de velocidades a fin de tomar decisiones de diseño con respecto a la longitud y el diámetro del eje que permitirán observar el fenómeno de velocidad crítica con claridad, y con base en este parámetro se puede elegir un motor pequeño que no requiere mantenimiento durante largos períodos de tiempo, que sea poco ruidoso y que no utilice dispositivos adicionales para el arranque a la vez que pueda seguir funcionando o en su defecto dejar de funcionar si se interrumpe una fase.

Para determinar el torque máximo (real) que puede suministrar el motor, se usó la ecuación (5) (Budynas & Nisbett, 2012)

$$H = \frac{T \cdot n}{63025} \quad (5)$$

Dado que, para realizar el ensayo de velocidad crítica, el eje en el prototipo solo debe vencer la inercia producida por la fricción en los rodamientos el torque en el motor no requiere gran exigencia y para simplicidad en los cálculos, la ecuación (5) se convierte en la ecuación (6) la cual servirá para establecer la selección del motor.

$$T = 9,54929658551 * \frac{H}{n} \quad (6)$$

donde:

$T$  = torque del motor ( $N.m$ )

$H$  = potencia ( $kW$ )

$n$  =  $rpm$  = revoluciones por minuto

### 2.2.2 Velocidad del eje a ensayar

Para tener un rango de velocidades del eje, se usó un variador de frecuencia, que tuviera la capacidad nominal del motor y un amplio rango de frecuencia, de acuerdo a lo seleccionado en el anexo E del punto inmediatamente anterior; de igual manera, se adquirió un variador de fácil manejo, configuración simple y económico cuyas características se muestran en el anexo F.

### 2.2.3 Materiales del eje a ensayar

Para determinar la velocidad crítica intrínseca, se tienen variables directamente proporcionales como son el módulo de elasticidad, la densidad y el momento de inercia; los primeros no varían entre aceros donde se seleccionó un material ferroso AISI 1020 HR por ser de uso común en ejes y un material no ferroso como el aluminio AA6063-T6

### 2.2.4 Sección transversal – Diámetro del eje a ensayar

Para determinar el diámetro que podría tener el eje a ensayar, se usó información básica como la longitud total entre apoyos, densidad y módulo de elasticidad del eje de acuerdo a fichas técnicas descritas en los anexos B y C, dadas por los proveedores para implementarla en la ecuación (1) la cual al despejar a ( $D$ ), quedó en la ecuación (7) de la siguiente hoja la cual se introdujo dentro de un cuadro de Excel como se muestra en la figura 7 y en el cual se ingresaron diferentes valores de ( $rpm, L$ ) los cuales no superaron la capacidad nominal del motor, así como una longitud entre 0,5 y 0,8 m para definir el diámetro externo ( $D$ )

$$D = 42,44131813 * rpm * \frac{L^2}{\sqrt{E/\rho}} \quad (7)$$

Donde:

$D$  = diámetro (mm)

$L$  = longitud total del eje entre apoyos (m)

$E$  = módulo de elasticidad (N/m<sup>2</sup>)

$\rho$  = densidad (kg/m<sup>3</sup>)

$rpm$  = revoluciones por minuto

debido a que los valores obtenidos en diámetros al variar la longitud entre 0,5 y 0,8 m y la velocidad entre 0 y 400 rpm para cada material es menor a 3 mm, como muestra en las tablas 2 y 3 de la siguiente hoja, se optó por realizar los cálculos tomando como base 400 rpm y con intervalos de igual valor hasta llegar a la capacidad nominal del motor en cuanto a velocidad; dado que estos diámetros son demasiado pequeños, y por ende la amplitud de las vibraciones es muy pequeña, se hacen despreciables estos valores para los diámetros inferiores a 3 mm.

SUMA				C4			
= (0.04244131813*A5*(A14^2/((A11/A8)^0.5)))*1000				= (0.04244131813*A5*(A14^2/((A11/A8)^0.5)))*1000			
1	A	B	C	1	A	B	C
2	VELOCIDAD CRÍTICA INTRÍNSECA DEL EJE			2	VELOCIDAD CRÍTICA INTRÍNSECA DEL EJE		
3			DIÁMETRO (mm)	3			DIÁMETRO (mm)
4	RPM	= (0.04244131813*A5*(A14^2/((A11/A8)^0.5)))*1000		4	RPM	7.253705893	
5	2400			5	2400		
6				6			
7	DENSIDAD (kg/m <sup>3</sup> )			7	DENSIDAD (kg/m <sup>3</sup> )		
8	2700			8	2700		
9				9			
10	ELASTICIDAD (Pa)			10	ELASTICIDAD (Pa)		
11	6.90E+10			11	6.90E+10		
12				12			
13	LONGITUD (m)			13	LONGITUD (m)		
14	0.6			14	0.6		

Figura 7. Diámetro para velocidad intrínseca

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de Excel 2016.

Tabla 2. Diámetro en (mm) para barra circular de aluminio AA6063-T6

$\begin{matrix} \text{rpm} \\ L(m) \end{matrix}$	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600
0.5	0,839	1,679	2,519	3,358	4,198	5,037	5,877	6,716	7,556
0.6	1,208	2,417	3,626	4,835	6,044	7,253	8,462	9,671	10,881
0.7	1,646	3,291	4,936	6,582	8,228	9,873	11,519	13,164	14,810
0.8	2,149	4,298	6,448	8,597	10,746	12,895	15,045	17,194	19,343

Fuente: Autores, (2017)

Tabla 3. Diámetro en (mm) para barra de acero AISI 1020HR

$\begin{matrix} \text{rpm} \\ L(m) \end{matrix}$	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600
0.5	0,832	1,663	2,495	3,326	4,158	4,989	5,821	6,653	7,484
0.6	1,198	2,395	3,592	4,790	5,987	7,185	8,382	9,580	10,777
0.7	1,630	3,260	4,890	6,520	8,149	9,780	11,409	13,039	14,669
0.8	2,129	4,258	6,386	8,515	10,644	12,773	14,902	17,031	19,159

Fuente: Autores, (2017)

al variar tanto velocidad (*rpm*) como longitud entre apoyos (*L*), se tomaron decisiones con respecto a las dimensiones del eje; pues, si se incrementa la velocidad y se disminuye la longitud el diámetro se reduce, lo que a su vez es inversamente proporcional.

Por lo anterior, se decidió escoger un eje con un diámetro no mayor a 10 mm en ambos materiales para evitar llegar al límite nominal del motor; de ahí que, la longitud entre apoyos sea de 0,7 m con la finalidad de disminuir la probabilidad de accidentes al alcanzar velocidades demasiado altas y teniendo en cuenta la parte comercial se decidió finalmente por una barra circular con  $D \approx 9,525$  mm

### 2.2.5 Análisis por fatiga del eje a ensayar

Para el análisis a fatiga se tuvo que considerar la masa de prueba en el eje, al igual que todos los factores que afectan la resistencia de los mismos. Para ello se realizaron los

cálculos de resistencia a la fatiga para velocidad crítica en donde se estableció el momento flector y de cortante por medio del software MDSolid como se muestra en la figura 8 lo cual nos brindó valores para usarlos en la ecuación (8) del documento.

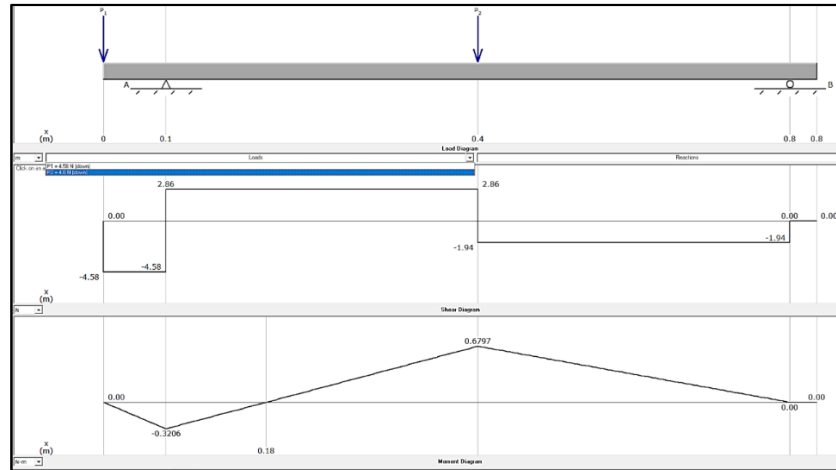


Figura 8. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para velocidad crítica

Fuente: Autores, (2017). Imagen tomada de MD Solids 4.0 versión de prueba.

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot C}{I} \quad (8)$$

donde:

M = Momento flector máximo en el eje (N.m)

C = Distancia desde el centro hasta el punto de interés (m)

I = Momento de inercia del eje (m<sup>4</sup>)

de este modo, con: M = 0,679 N.m y V = 2,86 N se calcularon los esfuerzos en el eje con los datos obtenidos anteriormente en la ecuación (8) y teniendo en cuenta que  $\sigma_m = 0$ , debido a que no existen cargas fluctuantes; posteriormente se calculó el límite de resistencia a la fatiga teniendo en cuenta cada uno de los factores de Marín como se indica en la ecuación (9) con un  $S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 0,5 \cdot (380 \text{ MPa}) = 190 \text{ MPa}$ ; de igual manera se

determinó el factor de seguridad por medio de la ecuación (10) y cuyos resultados se indican en la tabla 4 del presente documento.

$$\sigma_{\max} = \frac{M.C}{I} = \frac{(0,679 \text{ N}) \cdot (4,763 \times 10^{-3} \text{ m})}{\frac{\pi \cdot (9,525 \times 10^{-3} \text{ m})^4}{64}} = 8,004 \text{ MPa}$$

$K_{\text{carga}} = 1$ ; sometido a flexión.

$k_{\text{tamaño}} = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot (9,525)^{-0,107} = 0,97$ ; sometido a flexión.

$k_{\text{superficie}} = 57,7 \cdot S_{\text{ut}}^{-0,718} = 57,7 \cdot (380)^{-0,718} = 0,81$ ; laminado en caliente.

$k_{\text{temperatura}} = 1$ ; temperatura menor a  $450^{\circ} \text{C}$ .

$k_{\text{confiabilidad}} = 0,897$ ; confiabilidad del 90%.

$$S_e = S_e' \cdot K_{\text{carga}} \cdot K_{\text{superficie}} \cdot K_{\text{temperatura}} \cdot K_{\text{confiabilidad}} \quad (9)$$

$$N = \frac{S_e \cdot S_{\text{ut}}}{\sigma_{\text{alt}} \cdot S_{\text{ut}} + \sigma_m \cdot S_e} \quad (10)$$

Tabla 4. Resultados para análisis de fatiga

$\sigma_{\max}$ (MPa)	$\sigma_{\min}$ (MPa)	$\sigma_{\text{alt}}$ (MPa)	$\sigma_m$ (Pa)	$K_{\text{carg}}$	$K_{\text{tam.}}$	$K_{\text{superf.}}$	$K_{\text{temp.}}$	$K_{\text{conf.}}$	$S_e'$ (MPa)	$S_e$ (MPa)	N
8,004	8,004	8,004	0	1	0,97	0,81	1	0,897	190	133,91	16,7

Fuente: Autores, (2017)

Por lo tanto, con el factor de seguridad  $N > 1$ , se concluye que el eje seleccionado es adecuado para el prototipo para ensayos de velocidad crítica.

## 2.2.6 Selección de la masa a aplicar

La masa concentrada en el centro del eje se calculó con los parámetros ya establecidos por medio de la ecuación (7), variando la velocidad del motor, teniendo en cuenta que no superen la velocidad crítica intrínseca antes definida para el eje.

Ahora bien, cuando se despejó a ( $m$ ) de la ecuación (2) para luego simplificarla, se obtuvo finalmente la ecuación (11) que se ingresó en un cuadro de Excel según se muestra en la figura 9 donde, al ir variando la velocidad de acuerdo al módulo de elasticidad de los ejes, se estableció la masa de acuerdo a los resultados obtenidos en la tabla 5.

$$m = 214,8591732 * \left( \frac{E \cdot D^4}{L^3 \cdot (rpm)^2} \right) \quad (11)$$

donde:

$D$  = diámetro del eje ( $m$ )

$rpm$  = revoluciones por minuto

$L$  = longitud total del eje entre apoyos ( $m$ )

$m$  = masa a aplicar ( $kg$ )

$E$  = módulo de elasticidad del eje ( $Pa$ )

Establecer masa		
		masa (kg)
		0.183506349
RPM		
2400		
ELASTICIDAD (Pa)		
2.05E+11		
LONGITUD (m)		
0.7		
DIÁMETRO (m)		
0.009525		

Figura 9. Determinación de la masa

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de Excel 2016.

Tabla 5. Selección de la masa de acuerdo al material (kg)

Rpm Material	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600
Aluminio	2,224	0,556	0,247	0,139	0,089	0,062	0,045	0,035	0,027
Acero	6,606	1,652	0,734	0,413	0,264	0,184	0,135	0,103	0,082

Fuente: Autores, (2017)

De acuerdo a los datos recopilados en la tabla 5 de la hoja anterior, se optó por una masa de 0,5 kg y otra de 0.250 kg aproximadamente, esto con el fin de visualizar de manera clara el fenómeno y a la vez evitar altas velocidades que puedan ocasionar un accidente durante el ensayo. Sin embargo, para este diseño se optó por un eje de sección transversal uniforme, debido a su sencillez, bajo costo y el cual está soportado entre apoyos cortos con una masa (carga) fijada en el centro del mismo; la ecuación (2) quedó transformada en la ecuación (2A) como se muestra a continuación:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{y_i}} \quad (2A)$$

Donde:

$\omega$  = velocidad angular ( $rad/s$ )

$g$  = gravedad ( $m/s^2$ )

$y$  = deflexión ( $m$ )

ahora, dado que el eje es un cuerpo elástico, se utiliza el coeficiente de influencia de la ecuación (3) mencionado en el capítulo uno (1) de este documento en donde la deflexión transversal en el eje debido a la carga ubicada en un punto específico es, para este caso en particular, la parte media del eje razón por la cual al integrar la ecuación (2A) se obtuvo como resultado la ecuación (12) enmarcada en la siguiente hoja del presente documento.



$$y_i = F \cdot \delta \Leftrightarrow F = m \cdot g \Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{1}{m \cdot \delta}} \quad (12)$$

Donde:

$\omega$  = velocidad angular ( $rad/s$ )

$y_i$  = deflexión ( $m$ )

$F$  = carga aplicada ( $N$ )

$\delta$  = coeficiente de influencia ( $m/N$ )

Se usó la ecuación (13), ya que la carga se aplicó en la parte media del eje, para integrarla a la ecuación (12) de este documento.

$$\delta = \frac{L^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (13)$$

Donde:

$L$  = longitud del eje entre apoyos ( $m$ )

$E$  = módulo de elasticidad ( $Pa$ )

$I$  = momento de inercia ( $m^4$ )

con esto, la nueva ecuación (14) que se presenta a continuación, integra todas las anteriores y es con la que se corroboró el diámetro seleccionado en la ecuación (7) al igual que la masa obtenida en la ecuación (8) y que despejando a (**D**) de la ecuación (14) y simplificándola, se obtiene la ecuación (15) para realizar el ensayo de velocidad crítica con una masa ya preestablecida y que se encuentra plasmada en la siguiente hoja.

$$\omega = \sqrt{\frac{48 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64} D^4}{m \cdot L^3}} \quad ; \quad para : \omega = rpm * \frac{\pi}{30} rad/s \quad (14)$$

$$D = 261,192948 * \sqrt{(rpm) \cdot L} * \left( \frac{m \cdot L}{E} \right)^{1/4} \quad (15)$$

Donde:

$D$  = diámetro ( $mm$ )

$rpm$  = revoluciones por minuto

$L$  = longitud total del eje entre apoyos ( $m$ )

$m$  = masa ( $kg$ )

$E$  = módulo de elasticidad ( $Pa$ )

#### 2.2.6.1 Dimensionamiento de la masa

Después de haber definido la masa, en el punto inmediatamente anterior, se estableció el espesor y el diámetro externo inicial, para crear un disco en acero AISI-1045HR por su buena maquinabilidad; esto se logró introduciendo la ecuación (16) que se indica en la siguiente página del presente documento en un cuadro de Excel como se muestra en la figura 10 de la siguiente hoja, con el fin de obtener varios diámetros según el espesor del disco como se aprecia en la tabla 6 de la cual se tomó la decisión en el tamaño del disco.

$$\rho = \frac{m}{V_{disco}} ; \text{ con : } V_{disco} = \frac{\pi \cdot h \cdot (D_{ext}^2 - d_{int}^2)}{4} \Rightarrow D_{ext} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \pi \cdot h} + d^2} \quad (16)$$

Donde:

$D_{ext}$  = diámetro externo ( $m$ )

$\rho$  = densidad ( $kg/m^3$ )

$h$  = espesor del disco ( $m$ )

$m$  = masa ( $kg$ )

$d$  = diámetro interno ( $m$ )

CARGA EXTERNA				CARGA EXTERNA			
			DIÁMETRO (mm)				DIÁMETRO (mm)
			51.79345372				$= (((16^6 \cdot A14 + 4^3 \cdot 3.141592654 \cdot A6^6 \cdot A10^6 \cdot (0.009525^2)^2)) / (4^3 \cdot 3.141592654 \cdot A6^6 \cdot A10^6))^{0.5} \cdot 1000$
DENSIDAD (kg/m <sup>3</sup> )				DENSIDAD (kg/m <sup>3</sup> )			
7860				7860			
ESPESOR (m)				ESPESOR (m)			
0.025				0.025			
MASA (kg)				MASA (kg)			
0.4				0.4			

Figura 10. Dimensionamiento del disco (masa)

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de Excel 2016.

Tabla 6. Dimensiones para disco (masa) de acero AISI-1045HR

Espeor (m)	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040	0,045
Diámetro externo (mm)	74,05	64,31	57,68	52,79	49,01	45,97	43,46

Fuente: Autores, (2017)

Finalmente se decidió por dos discos con aproximadamente 32,7 mm y 38,1 mm de espeor, con diámetros externos de 50 mm y 50,8 mm respectivamente; luego, y con ayuda del software de diseño Solidworks 2016, como se aprecia en la figura 11 de la siguiente hoja, con el cual se optimizó el diseño de la masa teniendo en cuenta la densidad del material seleccionado AISI-1045HR por su buena maquinabilidad y cuya ficha técnica se encuentra en el anexo C del presente documento.

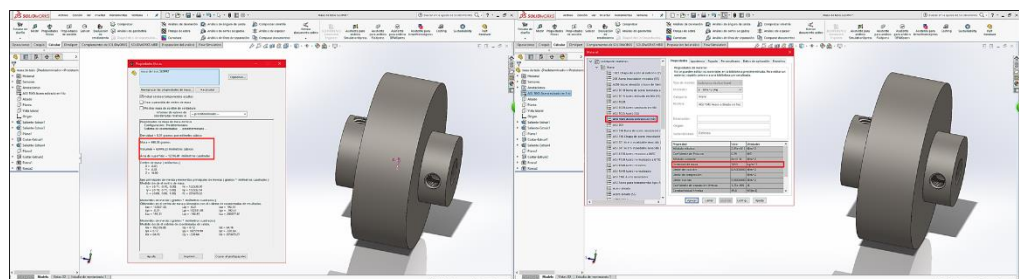


Figura 11. Diseño de disco (masa)

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de Solidworks 2016.

### **2.3 DISEÑO DEL PROTOTIPO PARA VELOCIDAD CRÍTICA**

El prototipo de velocidad crítica se diseñó para ser instalado sobre una chapa de 12,7 mm de espesor en acero ASTM-A36, debido a que este acero es dúctil, lo que facilita su maquinabilidad y se encuentra presente en el mercado de la región; dicha placa esta soportada por seis (6) zapatas que se fabricaron a partir de tornillos SAE grado 5 de 19,1 mm-10 UNC los cuales se aseguraron por medio de tuercas para corregir y evitar posibles desniveles que pudiesen entorpecer el ensayo; sobre la placa, se acoplo un motor trifásico SIEMENS de 0,75 kW a 3600 rpm, el cual se fijó a una placa en acero ASTM-A36 de (200x230) mm con un espesor de 4,8 mm aproximadamente, y que a la vez se sujetó a la placa base por medio de dos (2) barras cuadradas de 25,4 mm en aluminio AA6063-T6 y 200 mm de longitud con tornillos SAE grado 5 de 9,5 mm-24 UNF; luego se adaptaron tres (3) suiches a un variador de frecuencia que posteriormente se conectaron al motor eléctrico con el fin de modificar la velocidad; además, se instaló un interruptor para controlar el encendido y apagado del equipo, y al mismo tiempo brindar seguridad en el prototipo; todo este sistema eléctrico se montó sobre un perfil liso en aluminio AA6063-T6 adaptado en “C” de (100x45) mm y con un espesor de 1,1 mm que se fijó a la placa base por medio de (3) tres soportes fabricados en acero ASTM-A36 con tornillos SAE grado 5 de 9,5 mm-24 UNF como se muestra en la figura 12 en la cual se enmarcan cada uno de los elementos que componen el prototipo de velocidad crítica dentro de una tabla.

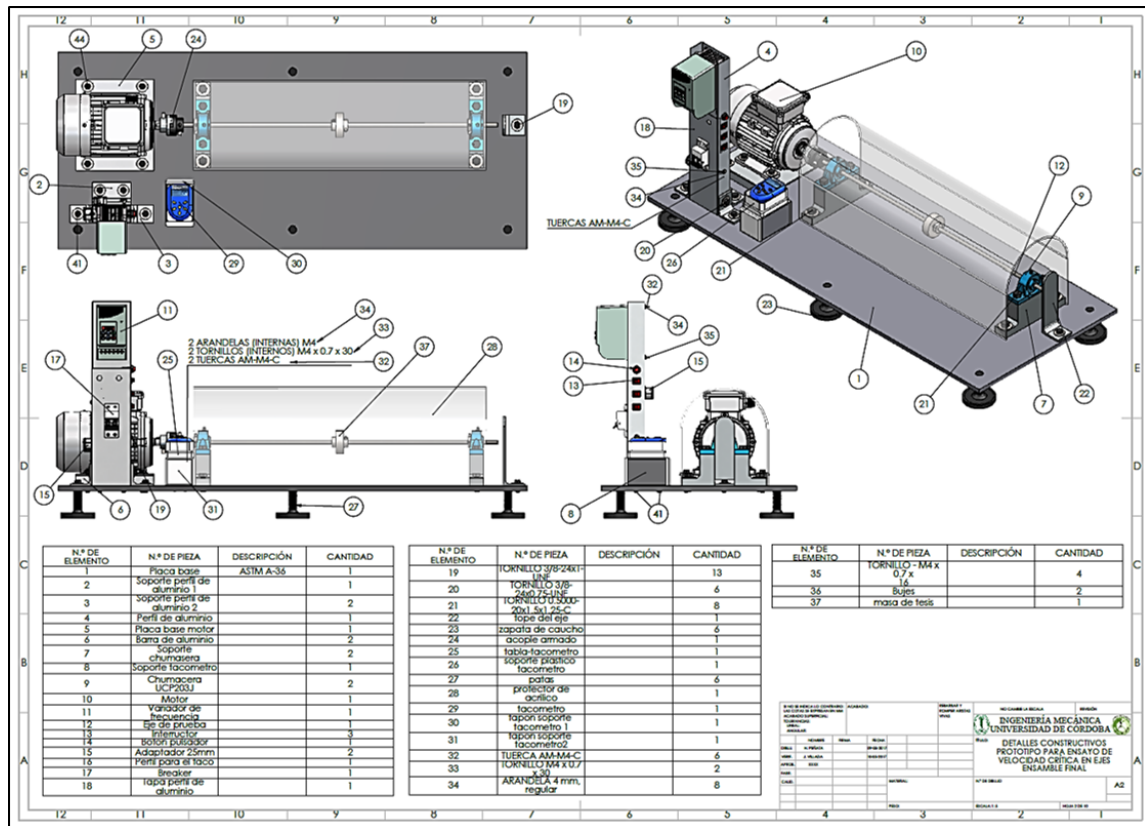


Figura 12. Partes de diseño del prototipo

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de Solidworks 2016.

Después se instaló y ajustó un acoplamiento elástico tipo araña marca NSPT BL-075 para acoplar el eje de salida del motor con el eje motivo de ensayo. El eje se hizo pasar a través de unos bujes con un diámetro externo de 17 mm que se fabricaron en acero AISI-1045 los cuales se incorporaron a chumaceras autoalineables FYH UCP203J con una hilera de bolas, estas chumaceras se ajustaron a unos soportes en acero ASTM-A36 de 38,1 mm de espesor los cuales se fijaron a la chapa por medio de tornillos SAE grado 5 de 12,7 mm-20 UNF alineando sus centros y manteniendo una distancia con respecto a su zona media de 0,7 m entre ellos. En el extremo de salida, del eje del motor, se fijó el tacómetro digital laser HS2234 de forma perpendicular al eje para conocer la velocidad (rpm) en tiempo real; en el otro extremo del eje, se ubicó un vibrómetro PCE V-D3 que capta las

vibraciones producidas por el eje de análisis (probeta) y las cuales se procesaron mediante un sistema de lectura de datos.

### 2.3.1 Selección de rodamientos

Con el torque ejercido por el motor, el torque requerido por el sistema, el diámetro del eje de salida del motor, la velocidad máxima del motor y haber establecido el diámetro del eje de ensayo en donde los resultados se utilizaron como parámetros en la selección de los rodamientos, teniendo en cuenta la aplicación para el prototipo; por ello, se decidió por unas chumaceras con rodamientos de bola de contacto angular autoalineables, de acuerdo al anexo J recomendados en el catálogo FYH del fabricante debido a que son de fácil montaje, se encuentran en el mercado, pueden compensar errores de alineación y flexión en el eje, al igual que soportan altas cargas radiales y torque alto; acorde con lo anterior, se calculó la vida y el coeficiente de seguridad estático a fin de comprobar la conformidad del dimensionamiento y la idoneidad de los rodamientos seleccionados con anterioridad para la aplicación prevista; para ello, inicialmente, se usó la ecuación (17) (Budynas & Nisbett, 2012) estableciendo la vida de diseño de los rodamientos.

$$x_D = \frac{L_D}{L_R}; \text{ donde : } L = 60 \cdot \ell \cdot n \quad (17)$$

donde:

$x_D$  = vida de diseño

$L_D$  = vida de diseñador

$L_R$  = vida de fabricante

$\ell$  = tiempo (*horas*) según tipo de aplicación

$n$  = velocidad (*rpm*)

seguidamente, se determinó la carga nominal dinámica básica ( $C_{10}$ ) empleando la ecuación (18) (Budynas & Nisbett, 2012) con la que se obtuvo información más concisa para relacionar el rodamiento, acorde al catálogo del fabricante.

$$C_{10} = a_f F_D \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) \cdot (p_f)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad R \geq 0.90 \quad ; \text{donde : } p_f = 1 - R_D \quad (18)$$

donde:

$a_f$  = factor de aplicación de carga

$F_D$  = carga de diseño

$x_D$  = vida de diseño

$x_0$  ,  $\theta$  ,  $b$  = parámetros de Weibull, según fabricante

$p_f$  = probabilidad de falla

$a$  = clase de cojinete

$R$  = confiabilidad y  $R_D = \sqrt{R}$

mediante un diagrama de cuerpo libre, como se ilustra en la figura 13 de la siguiente hoja, se conocieron las fuerza ejercidas en cada rodamiento debido a la carga aplicada en el centro del eje; luego, se determinó la carga nominal dinámica básica ( $C_{10}$ ) que sirvió para establecer, por medio del catálogo de fabricante, un rodamiento que no supere el torque ejercido por el motor.

Dado que las cargas de empuje, tanto axial como radial, ocasionan el mismo daño cuando están combinadas, se calculó la carga radial equivalente ( $F_e$ ) para verificar que el cojinete soporte la carga a la cual es sometido por medio de la ecuación (19) plasmada en la siguiente hoja del presente documento.

$$\frac{F_e}{V \cdot F_r} = 1; \text{ cuando: } \frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e; \text{ con } \frac{F_a}{C_0} < 0.014 \Rightarrow F_e = X_i V F_r + Y_i F_a; \text{ para } i = 1 \quad (19)$$

donde:

$V$  = factor de rotación

$F_e$  = carga radial equivalente

$F_r$  = carga radial

$F_a$  = carga axial

$C_0$  = carga estática básica

$X_i, Y_i$  = factores de carga radial equivalente

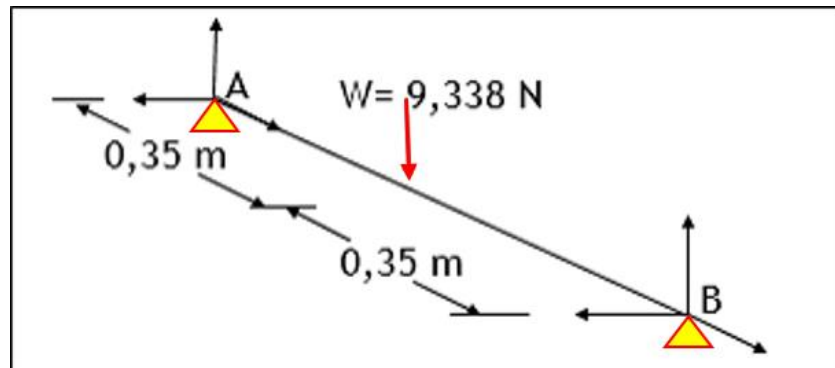


Figura 13. D.C.L. para eje

Fuente: Autores, (2017).

Finalmente, los resultados generales se indican en la tabla 7 de la siguiente hoja del presente documento y los cuales se usaron para la selección de una chumacera FYH P203 con rodamiento FYH UC203 acorde con catálogo de proveedor, según anexo J.



Tabla 7. Características para selección de rodamiento

$\ell$ (h)	$n$ (rpm)	$L_D$ (ciclos)	$L_R$ (ciclos)	$x_D$ ---	$F_{D_A}$ (N)	$F_{D_B}$ (N)	
<b>9000</b>	3600	$1944 \times 10^6$	$10^6$	1944	9,275	4,694	
$a_f$ ---	$x_o$ ---	$\theta$ ---	$B$ ---	$a$ ---	$p_f$ ---	$R$ ---	$R_D$ ---
<b>1,2</b>	0,002	4,459	1,483	3	0,05	0,90	0,95
$C_{10_A}$ (N)	$C_{10_B}$ (N)	$C_{0_A}$ (N)	$C_{0_B}$ (N)	$V$ ---	$F_r$ (N)	$F_a$ (N)	$F_e$ (N)
<b>165,319</b>	83,667	<b>9,275</b>	4,694	1	4,81	0	4,81

Fuente: Autores, (2017)

### 2.3.2 Torque requerido por el sistema

A fin de establecer el torque necesario para vencer la inercia producida por los rodamientos, al momento de realizar los ensayos, se calculó el momento de fricción de arranque por medio de la ecuación (20) (SKF, 2017) con resultados enmarcados en la tabla 8 y soportado con el anexo S cuyo valor sirvió para establecer la potencia necesaria a fin de definir los parámetros para la selección del motor.

$$M_{start} = M_{SI} + M_{seal} \quad (20)$$

Donde:

$M_{start}$  = momento de fricción de arranque (N.mm)

$M_{SI}$  = momento de fricción deslizante (N.mm)

$M_{seal}$  = momento de fricción de los sellos (N.mm) ; para:

$$M_{SI} = G_{SI} * \mu_{SI}$$

$$M_{seal} = K_{SI} * (d_s)^\beta + K_{s2}$$

Tabla 8. Torque requerido por el sistema

$M_{start}$ (N.m)	$M_{SI}$ (N.m)	$M_{seal}$ (N.m)
$12,31 \times 10^{-3}$	$2,298 \times 10^{-9}$	$12,304 \times 10^{-3}$

Fuente: Autores, (2017)

### 2.3.3 Selección del motor

Con la información obtenida anteriormente se buscó la potencia necesaria para poner en marcha el sistema; para ello se incorporaron los datos en un cuadro de Excel según se aprecia en la figura 14 para conocer diferentes potencias al variar el torque en (N.m) y que se encuentran en la tabla 9 de donde luego se permitió conocer diversas potencias para cada caso buscando aquellas que superaran el torque requerido por el sistema.

	A	B	C	D
1	SELECCIÓN DEL MOTOR			
2				
3	POTENCIA (kw)		TORQUE (N.m)	
4	0.75		=9549.29658551*(A4/3600)	

Figura 14. Selección del motor

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de Excel 2016.

Tabla 9. Selección del motor

Potencia (kw)	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2
Torque (N.m)	0,663	1,326	1,989	2,653	3,979	5,305

Fuente: Autores, (2017)

Finalmente se optó por un motor de 0,75 kW a 3600 rpm; en el anexo E suministrado por el proveedor se especifican sus características técnicas y en el anexo R se establecen las equivalencias para la correcta selección.

#### 2.3.4 Selección del acople

Dadas las dimensiones comerciales del eje de análisis según los resultados obtenidos por los cálculos realizados anteriormente, se seleccionó un acople teniendo como parámetros el diámetro del eje de salida del motor, diámetro del eje de ensayo, torque nominal del motor establecido en el anexo E, y para ello se usó la ecuación (5) con un factor de servicio de 1.0 de acuerdo a la tabla suministrada por el proveedor y que se encuentra en el anexo II para motor eléctrico que se incorporó en la ecuación (21) con lo que se calculó el torque de diseño requerido y cuyos resultados se muestran en la tabla 10.

$$T_d = T_n \times F_s \quad (21)$$

Donde:

$T_d$  = torque de diseño (N.m)

$T_n$  = torque nominal (N.m)

$F_s$  = factor de servicio (anexo II)

Tabla 10. Resultados para selección de acople

kW	rpm	Diámetro eje motriz (mm)	Diámetro eje conducido (mm)	$T_n$ N.m	$T_d$ N.m
0,75	3600	19	9,525	1,98	1,98

Fuente: Autores, (2017)

De acuerdo al torque de diseño obtenido y a las posibles desalineaciones entre el eje de salida del motor y el eje de análisis, se optó por un acoplamiento elástico tipo araña NSPT BL075 el cual es práctico, liviano, fácil de instalar, no requiere lubricación y además cumple con los requerimientos exigidos para el prototipo como se muestra en el anexo I suministrado por el proveedor.

### 2.3.5 Selección de tornillos

Para la selección de estos elementos, se tomaron los diámetros ( $d$ ) donde se van a insertar los sujetadores roscados, arandelas, tuercas y espesor de las piezas a unir como se muestra a continuación en la figura 15 de este documento.

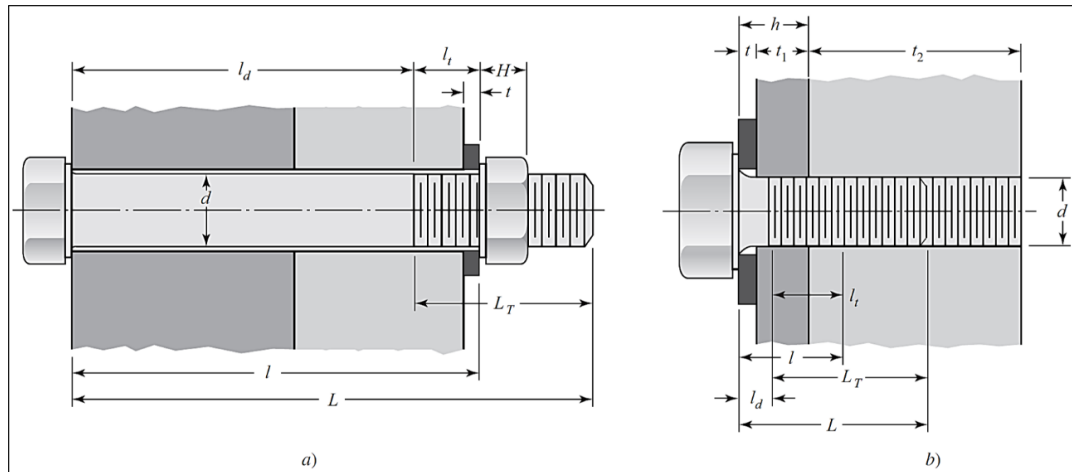


Figura 15. Dimensionamiento Según el agarre de los elementos

Fuente: Tomado de (Budynas & Nisbett, 2012)

Todo lo anterior para conocer la longitud del perno, rigidez del sujetador y de las partes a acoplar; a la vez que se buscó optimizar el prototipo, realizando los cálculos respectivos para elaborar las roscas en la misma placa base; para ello se usaron las ecuaciones enmarcadas para pernos y posteriormente como tornillos.

Debido a que el propósito del perno consiste en sujetar dos o más partes. Al apretar la tuerca se estira el perno, y de esta manera se produce la fuerza de sujeción, que se llama *pre-tensión* o *precarga del perno*. La cual existe en la conexión después de que la tuerca se apretó en forma apropiada, sin importar si se ejerce o no la fuerza externa de tensión  $P$ . (Budynas & Nisbett, 2012) Dado que para este diseño optó por una conexión que se pueda

desensamblar sin el empleo de métodos destructivos y que sea lo suficientemente fuerte para resistir el ajuste acorde con lo concretado en el diseño del prototipo, según anexo L.

- a) Pernos
- b) Tornillos

#### **2.3.5.1 Longitud del agarre**

- a)  $l$  = espesor total del material apretado entre las caras del perno y la tuerca

- b) 
$$l = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 \geq d \end{cases}$$

donde:

$h$  = espesor de la placa + espesor de la arandela de la cara de la cabeza del perno

$t_2$  = espesor de la otra placa

#### **2.3.5.2 Longitud del sujetador**

- a)  $L > l + H$
- b)  $L > h + 1.5d$

donde:

$L$  = longitud total del sujetador

$H$  = espesor de la tuerca

#### **2.3.5.3 Longitud roscada**

La longitud total roscada del sujetador ( $L_T$ ) dependerá del sistema de medidas y del diámetro nominal. La rigidez de la parte de un perno o de un tornillo dentro

de la zona de sujeción en general consistirá en dos partes, la de la parte del cuerpo sin rosca y la de la parte roscada (Budynas & Nisbett, 2012)

#### 2.3.5.4 Rigidez del sujetador

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} \text{ para : } A_d = \frac{\pi}{4} * d^2 \text{ con : } d = \text{dia. nominal del sujetador} \quad (22)$$

donde:

$k_b$  = rigidez efectiva del sujetador ( $lbf/in$ )

$A_d$  = área del diámetro mayor del sujetador ( $in^2$ )

$A_t$  = área de esfuerzo sometida a tensión (norma ANSI B1.1-1974) ( $in^2$ )

$E$  = módulo de elasticidad ( $Mpsi$ )

$l_t$  = longitud de la parte roscada de agarre ( $in$ )

$l_d$  = longitud de la parte sin rosca en agarre ( $in$ )

#### 2.3.5.5 Rigidez del elemento

$$k_m = \frac{0.5774\pi \cdot E \cdot d}{2 * Ln\left(5 \frac{0.5774l = 0.5d}{0.5774l = 2.5d}\right)} \text{ con : } d = \text{dia. nominal del sujetador} \quad (23)$$

donde:

$k_m$  = rigidez efectiva del elemento ( $lbf/in$ )

$E$  = módulo de elasticidad ( $Mpsi$ )

$l$  = longitud total de agarre ( $in$ )

Lo que determina si el esfuerzo del tornillo excede la resistencia mínima a la prueba. En la tabla 11 se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los elementos de sujeción que se emplearon en el prototipo, considerando un

módulo de elasticidad (E) de 30 Mpsi para el material de los principales elementos de sujeción (tornillos y pernos)

Tabla 11. Resultados para selección de tornillos

Und.	Ubicación	D (mm)	$l$ (mm)	$L$ (mm)	$L_T$ (mm)	$l_d$ (mm)	$l_t$ (mm)	$k_b$ (N/m)	$A_d$ (m <sup>2</sup> )	$A_t$ (m <sup>2</sup> )	$k_m$ (N/m)
6 UNC	Zapata	19,05	11,51	---	---	---	---	---	---	---	---
4 UNF	Motor- Placa motor	9,53	11,51	25,4	25,4	0	11,51	$1,0 \times 10^9$	$1,9 \times 10^{-4}$	$5,7 \times 10^{-5}$	$2,8 \times 10^9$
4 UNF	Placa motor- Placa base	9,53	97,63	50,8	25,4	25,4	19,05	$440 \times 10^6$	$1,9 \times 10^{-4}$	$5,7 \times 10^{-5}$	$1,6 \times 10^9$
4 UNF	Chumacera -soporte	12,7	25,4	31,75	31,75	6,35	15,88	$1,2 \times 10^9$	$2,5 \times 10^{-4}$	$1 \times 10^{-4}$	$3,1 \times 10^9$
4 UNF	Soporte- placa base	12,7	25,4	38,1	31,75	6,35	15,88	$918,9 \times 10^6$	$2,5 \times 10^{-4}$	$3,9 \times 10^{-4}$	$2,8 \times 10^9$

Fuente: Autores, (2017)

### 2.3.6 Selección de machuelos y brocas para roscados

Como se optó por roscar cada uno de los elementos de sujeción a la placa base reemplazando las tuercas, según los cálculos realizados en el punto inmediatamente anterior, se hizo necesario el uso de varios machuelos y un maneral los cuales son herramientas manuales de corte que sirven para formar roscas internas y en las que el tamaño de la broca es siempre menor que el del elemento roscante dejando material suficiente para que el machuelo produzca un 75% del roscado completo y para ello se estableció el diámetro de la broca por medio de la ecuación (24) de la siguiente hoja para roscas métricas (Krar, Gill, & Smid, 2009) evitando el sobreesfuerzo al momento de elaborar las roscas y cuyos resultados se encuentran en la tabla 12 de este documento. Además, estos resultados se llevaron a valores comerciales para su fácil elaboración.

$$TDS = D - P \quad (24)$$

Donde:

TDS = tamaño de la broca (mm)

$D$  = diámetro mayor del machuelo (mm)

$P$  = paso de la rosca (mm)

Tabla 12. Tamaños de brocas para roscados

D (mm)	P (mm)	TDS teórico (mm)	TDS comercial (mm)	Tipo de tornillo
19,05	2,54	14,51	15	M 20 – 2,54 mm
9,53	1,06	8,47	7	M 10 - 1,06 mm
12,7	1,27	11,43	9	M12 - 1,27 mm

Fuente: Autores, (2017)

### 2.3.7 Determinar la resistencia en la placa base

El dimensionamiento de las tuercas se determinó teniendo en cuenta el diámetro nominal de los tornillos, usando la tabla del anexo K2, donde los diámetros mayores para los elementos de sujeción (9,3 y 12,7) mm que se indican en la tabla 10 para una tuerca hexagonal regular, donde se establecen espesores ( $H$ ) para la tuerca de 9,525 mm y 11,113 mm, respectivamente. finalmente se optó por considerar el mayor espesor de la tuerca como el grosor de la placa base, con el fin de mejorar la estética del prototipo, eliminando estos elementos e incorporarlos de manera directa por medio de procesos de taladrado y machueleado; además, esto brinda una mejora sustancial en la rigidez del prototipo lo que evita desplazamientos no deseados durante su funcionamiento debido a las vibraciones que se puedan generar durante el ensayo.



Para verificar que la placa no falle por fatiga o por fluencia debido a los componentes que la integran; se tabularon y sumaron todas las masas de cada uno de los elementos como se indica en la tabla 13, los cuales se ubicaron como una sola carga puntual aplicada en el centro de la placa ya que es ahí en donde se presentan los mayores esfuerzos. Ahora, tomando la placa base como una viga sólida rectangular, con características establecidas en la tabla 14, se procedió a establecer la resistencia estática de la placa por medio de las ecuaciones (25) de la siguiente página.

Tabla 13. Elementos que conforman el prototipo

CANTIDAD	COMPONENTE	MATERIAL	MASA (kg)
1	Motor eléctrico	Hierro	13,5
1	Variador de frecuencia	Varios	1,2
1	Tacómetro digital	Varios	0,073
1	Soporte tacómetro	Acero	0,711
1	Placa soporte motor	Acero	1,44
2	Barra cuadrada 1"	Aluminio	0,730
2	Soporte chumacera	Acero	7,024
2	Chumacera	Hierro	1,2
1	Acople universal	Acero	0,467
1	Eje	Acero	0,467
1	Masa	Acero	0,490
1	Protector	Acrílico	2,821
33	Tornillos	Acero	1,995
---	Accesorios	Varios	1

Fuente: Autores, (2017)

Para lo cual, se obtuvo una masa total aproximada de 33,118kg.

Por lo tanto,  $W_{s,e} \approx 324,887N$

Tabla 14. Características de la placa base

CANTIDAD	ELEMENTO (tipo)	MATERIAL	DENSIDAD ( $kg/m^3$ )	DIMENSIONES (m)	VOLUMEN TOTAL ( $m^3$ )	MASA (kg)
1	Placa base	ASTM A-36	7860	1,2 x 0,5 x 0,0127	$7,585 \times 10^{-3}$	59,542

Fuente: Autores, (2017)

por lo que:  $W_{p.b} = 584,107N$

Al tomar los valores de los acoplamientos y del sistema eléctrico, se obtuvo que:

$$F_{total} = W_{s.e} + W_{p.b} \Rightarrow F_{total} = 324,887N + 584,107N$$

Por lo tanto:  **$F_{total} = 908,994N$**

Para el cálculo de resistencia de la placa base se usaron las ecuaciones que se indican en la siguiente hoja del documento.

$$\sigma_{perm} = \frac{|M|}{S_{min}} ; \text{ donde : } S_{min} = \frac{1}{6} * b \cdot h^2 ; \tau = \frac{3}{2} * \frac{V}{A} \quad (25)$$

donde:

$S$  = módulo de sección ( $m^3$ )

$V$  = esfuerzo cortante ( $N$ )

$M$  = momento ( $N.m$ )

$b$  = base ( $m$ )

$h$  = altura ( $m$ )

Con el fin de saber si el material seleccionado cumple con la resistencia necesaria para soportar tanto su peso y el de todos los elementos a ensamblar en ella se supuso una sola carga puntual ubicada en el centro de la placa.

### 2.3.7.1 Cálculo para vista frontal de la placa base

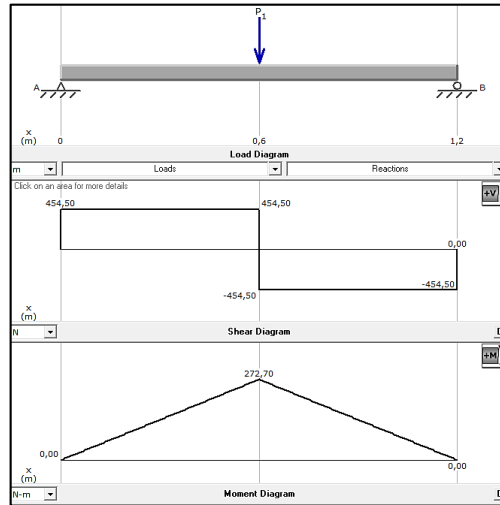


Figura 16. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la placa en 1,2 m

Fuente: Autores, (2017). Imagen tomada de MD Solids 4.0 versión de prueba.

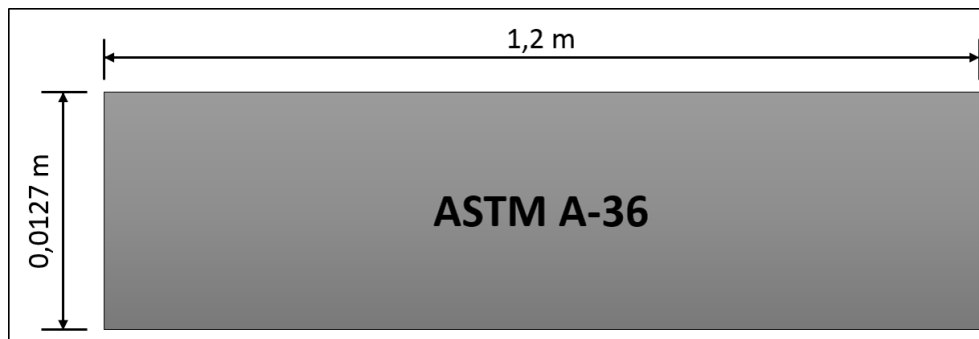


Figura 17. Área frontal de la placa base

Fuente: Autores, (2017)

Para la figura 17 se estableció que el área transversal de la plataforma es **0,01524m<sup>2</sup>** aproximadamente y de los diagramas de la figura 16, se obtiene que, el momento máximo y cortante máximo son:

$$M_{\max} \approx 272,7 \text{ N.m} \quad ; \quad V_{\max} \approx 454,5 \text{ N}$$

$$S_{\min} = \frac{1}{6} * 1,2 \text{ m} * (0,0127 \text{ m})^2 \quad \Rightarrow \quad S_{\min} \approx 3,2258 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Con la ecuación para el esfuerzo normal:

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{|272,7\text{N}\cdot\text{m}|}{3,2258 \times 10^{-5} \text{m}^3} \Rightarrow \sigma_{\text{perm}} \approx 8453716,907\text{Pa} \approx 8,453\text{MPa}$$

Y con la ecuación para una viga rectangular, como se indica en la ecuación (25) se estableció el esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{3}{2} * \frac{V}{A} \Rightarrow \tau = \frac{3}{2} * \frac{454,5\text{N}}{0,01524\text{m}^2} \Rightarrow \tau \approx 44734,252\text{Pa} \approx 44,734\text{kPa}$$

### 2.3.7.2 Calculo para vista lateral de la placa base

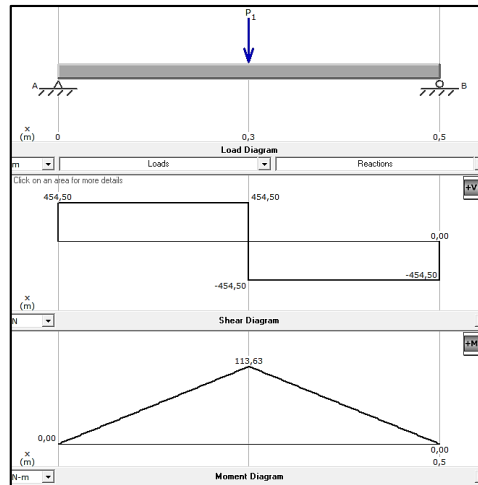


Figura 18. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la placa base en 0,5m

Fuente: Autores, (2017). Imagen tomada de MD Solids 4.0 versión de prueba.

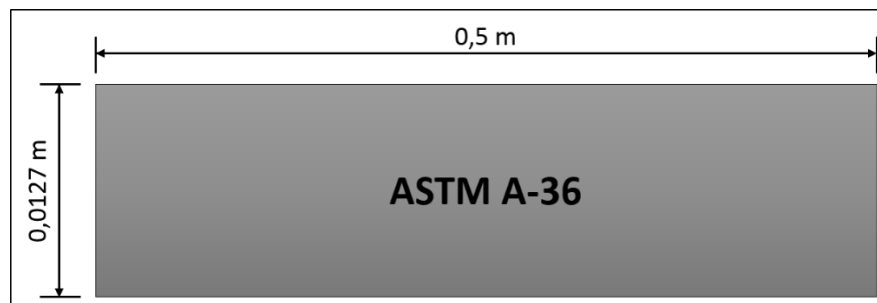


Figura 19. Área transversal de la placa base

Fuente: Autores, (2017)

Para la figura 19 se estableció que el área transversal de la plataforma es  $6,35 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  aproximadamente y de acuerdo a los diagramas de la figura 18 se determinó que el momento máximo y cortante máximo son:

$$M_{\max} \approx 116,63 \text{ N.m} \quad ; \quad V_{\max} \approx 454,5 \text{ N}$$

$$S_{\min} = \frac{1}{6} * 0,5 \text{ m} * (0,0127 \text{ m})^2 \quad \Rightarrow \quad S_{\min} \approx 1,344 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Con la ecuación para el esfuerzo normal:

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{|116,63 \text{ N.m}|}{1,344 \times 10^{-5} \text{ m}^3} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{\text{perm}} \approx 8677289,355 \text{ Pa} \approx 8,677 \text{ MPa}$$

Y con la ecuación (14) para una viga rectangular, se estableció que:

$$\tau = \frac{3}{2} * \frac{V}{A} \quad \Rightarrow \quad \tau = \frac{3}{2} * \frac{454,5 \text{ N}}{6,35 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \quad \Rightarrow \quad \tau \approx 71574,8 \text{ N} \approx 71,575 \text{ kN}$$

La resistencia de la placa se calculó para un acero ASTM-A36 de (1200x500) mm y de 12,7 mm de espesor, cuyas dimensiones se definieron al distribuir de manera cómoda cada uno de los componentes que integran el prototipo como se muestra en la figura 6 y su espesor sirvió para elaborar las roscas de los elementos de sujeción.

Se puede concluir que el material seleccionado, acero ASTM A36  $\begin{cases} S_{\text{ult}} = 400 \text{ MPa} \\ S_y = 250 \text{ MPa} \end{cases}$ , cumple con las condiciones esperadas para el diseño del prototipo de ensayo de velocidad crítica, ya que puede soportar todos los elementos sobre su superficie sin presentar falla alguna, puesto que estos esfuerzos se encuentran por debajo de los del material.

## 2.4 CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DEL PROTOTIPO

Luego de haber establecido el diseño del prototipo de acuerdo a cada uno de los componentes seleccionados, se definieron los planos, que se muestran en el anexo L del presente documento, como referencia para el ensamble. Igualmente se adquirieron todos los materiales, dispositivos y herramientas necesarias por medio de almacenes ubicados en diferentes ciudades del país como Cali, Barranquilla y Montería.

Posteriormente se emplearon diversos procesos de manufactura, acorde a la necesidad de cada componente, como cortes con plasma, soldadura, torneado, taladrado, machueleado, limado, lijado, cromado y pintura con el fin de tener un buen acabado, fácil acople y evitar la corrosión; estos procedimientos se llevaron a cabo en tubos y metales, taller casa industrial y en el laboratorio de materiales y procesos de ingeniería mecánica de la Universidad de Córdoba.

finalmente se realizaron las conexiones eléctricas entre el motor, el variador de frecuencia, el pulsador, los suiches, el interruptor de seguridad y la alimentación; de igual forma, se ubicó tanto el tacómetro digital como el vibrómetro; finalizando así, la construcción del prototipo según se muestra en la imagen 20 del presente documento.

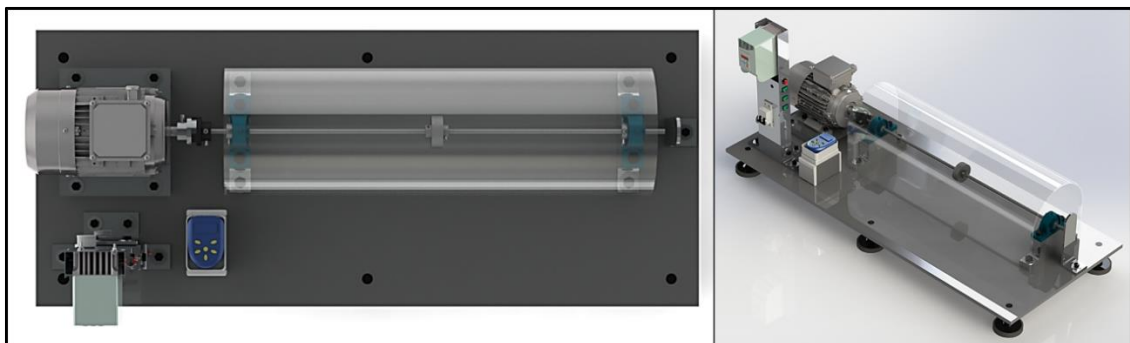


Figura 20. Diseño final del prototipo

Fuente: Autores, 2016. Tomado de Solidworks 2016

El prototipo se validó inicialmente, realizando una verificación visual para corroborar en primera instancia la similitud entre los planos de diseño y el prototipo terminado; posteriormente se llevó a cabo una inspección técnica en la cual se verificaron las dimensiones de los componentes, roscas y conexiones eléctricas; luego se verificó el manual de instrucciones y de mantenimiento para establecer su implementación acorde a los requerimientos del equipo; finalmente se realizaron las pruebas de velocidad crítica para cada uno de los ensayos, y se corroboraron los resultados obtenidos durante la práctica con la teoría relacionada a velocidad crítica en ejes (Budynas & Nisbett, 2012)

#### **2.4.1 Construcción del prototipo para ensayo de velocidad crítica**

El proceso de construcción del prototipo para ensayo de velocidad crítica en ejes de sección uniforme inició con el trazado y la marcación de varios centro-punto, como se muestra en la figura 21 usando un marcador, un flexómetro, una escuadra industrial y una regla para indicar las ubicaciones, empleando un martillo y un punzón, según lo establecido en los planos de diseño en el anexo L del presente documento.



Figura 21. Delimitación y marcación de centro punto

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Después se usó un proceso de taladrado, como se aprecia en la figura 22 y 23, empleando de forma ascendente brocas de diferentes tamaños para lograr los diámetros definidos en la etapa de diseño, perforando la placa base en los puntos marcados de acuerdo a su ubicación según el anexo L, y manteniendo el nivel en la placa para evitar desviaciones al momento de realizar las perforaciones para las roscas.



Figura 22. Taladrado de elementos

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Figura 23. perforaciones a nivel

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



luego, se elaboraron las roscas de acuerdo a cada tipo ya sea UNC o UNF por medio de un proceso de machueleado, como se puede evidenciar en las figuras 24 y 25 para ubicar posteriormente los elementos de sujeción.



Figura 24. Elaboración de roscas para zapatas

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Figura 25. Elaboración de roscas para elementos

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Posteriormente se cortaron dos tramos de 200 mm de una barra cuadrada de aluminio AA6063-T6 que se perforaron como se indica el anexo L; y aprovechando material de chatarra, como se muestra en la figura 26, se tomó un tramo de perfil en I del cual se cortó una placa de acero de (200x230) mm usando la pulidora con un disco de corte makita de 152,4 mm como placa base para el motor, y que luego se le dio un mejor acabado con lima y lija, según se aprecia en la figura 27 y a la cual se le hicieron varias marcas con el punzón para luego taladrar y roscar.



Figura 26. Selección del material

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Figura 27. Corte y pulido de piezas

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Luego se cortaron los soportes de las chumaceras por medio de una cortadora de plasma en la empresa Tubos y Metales S.A y a las que se le realizaron orificios pasantes para sujetar los soportes a la placa base y orificios roscados para sujetar las chumaceras a los soportes usando procesos de taladrado y machueleado como se muestra en la figura 28

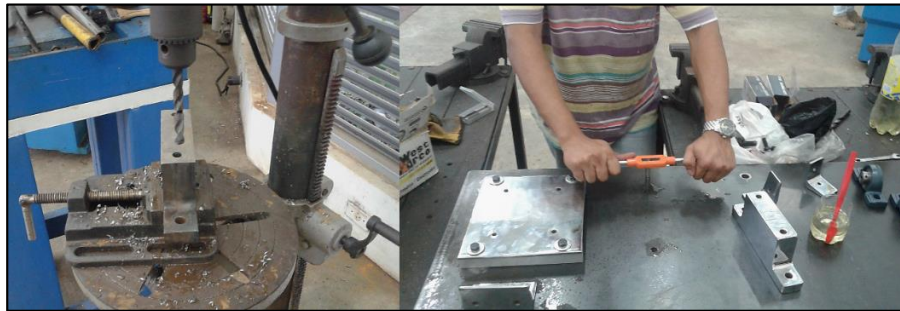


Figura 28. Roscado para ajuste de chumaceras

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Por otra parte, se tomó un perfil cuadrado de aluminio de (100x470x40,4) mm al que se le realizó un corte con el fin de crear un perfil en C para que albergue los componentes de control eléctrico; de igual forma se le realizaron orificios usando procesos de taladrado y limado en donde se ubicaron cada uno de los componentes eléctricos como se aprecia en la figura 29, seguidamente se fabricaron los soportes para el perfil en C, tomando de la chatarra un pedazo de metal en I al cual se le realizó un proceso de taladrado y roscado como se aprecia en la figura 30 a fin de mantener fijo el perfil de aluminio a la placa base.



Figura 29. Selección de material y fabricación de soportes

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.





Figura 30. Instalación de componentes eléctricos

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Luego se le aplico un tratamiento electro químico a los soportes de las chumaceras, del perfil de aluminio, a la placa base del motor, al acople elástico y a la platina de seguridad a fin de brindar una mejor apariencia y protección para maximizar el tiempo de vida de las piezas como aparece en la figura 31.



Figura 31. Presentación y ajuste de elementos

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Después, se lijó, pulió y limpió toda la placa base para aplicar pintura que sirvió como protección a la oxidación y brindarle buen aspecto como se muestra en las figuras 32 y 33.



Figura 32. Lijado placa base

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

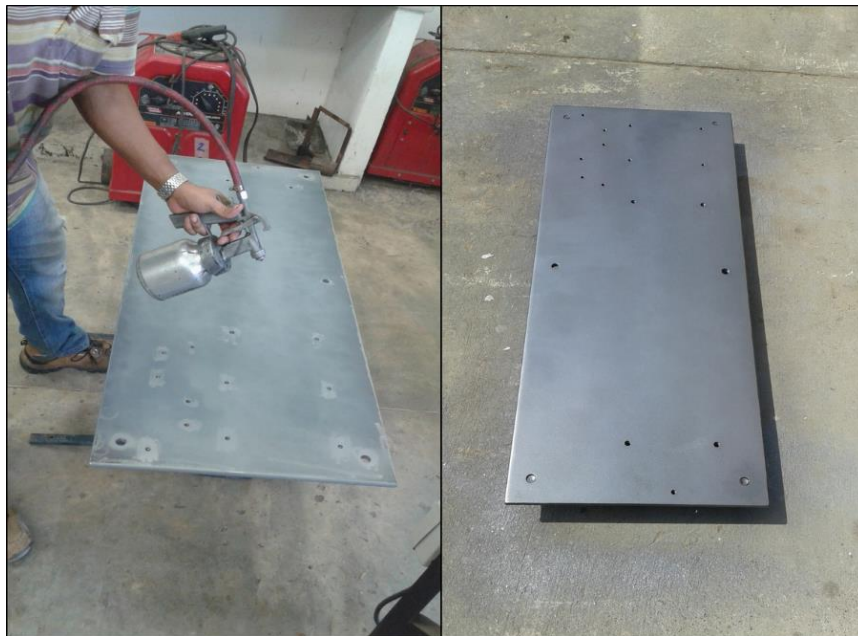


Figura 33. aplicación de pintura y secado en placa base

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Seguidamente se tomaron tornillos SAE grado 5 como se indica en el anexo R según las equivalencias para fabricar las zapatas que se encargan de soportar todo el equipo y a la vez que sirven como niveladores de la placa, esto se logró por medio de un proceso de maquinado en el torno ampliando el agujero interno de las arandelas como se muestra en la figura 34, hasta que pueda pasar la cabeza del tornillo como se ilustra en la figura 35.



Figura 34. Maquinado para ampliación de arandela

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Figura 35. presentación de piezas

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Paso seguido, se procedió a unir ambos elementos por medio de soldadura eléctrica MIG y cuyo resultado se aprecia en la figura 36 para después darle un mejor acabado por medio de un desbaste en el torno según se muestra en la figura 37.



Figura 36. Soldadura y montaje en el torno para desbaste

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Figura 37. Acabado de zapatas

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Por otro lado, se realizó una alineación entre el acople y los rodamientos por medio del eje con ayuda de un nivel de burbuja para evitar forcejeos al momento de insertar el eje a través de todos los componentes como se ilustra en las figuras 38 y 39.



Figura 38. Alineación entre rodamientos y acople

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Figura 39. Alineación general entre componentes

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



De manera simultánea se fabricaron las masas establecidas en la etapa de diseño, según se indica en la tabla 7 y el anexo L, realizando procesos de torneado, taladrado y machueleado como se muestra en las figuras 40 y 41.



Figura 40. Elaboración de masas (torneado)

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Figura 41. Taladrado y machueleado para masas

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Luego, se cortaron cada uno de los ejes de acuerdo a la medida establecida en la etapa de diseño con la ayuda de una sierra manual (segueta) como se muestra en la figura 42.



Figura 42. Corte de ejes con sierra manual

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Posteriormente se realizaron las conexiones eléctricas necesarias entre el motor, el variador de frecuencia y todos los suiches como se ilustra en la figura 43 basado en el esquema eléctrico del anexo Q, que se conectaron por medio de soldadura de estaño, y los cuales se cubrieron usando aislante termoencogible como se aprecia en la figura 44.

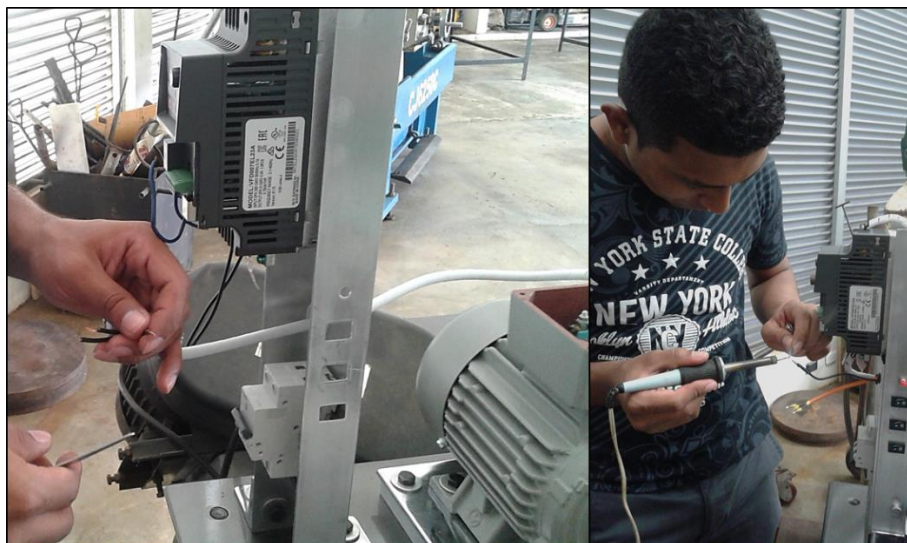


Figura 43. Instalación eléctrica entre componentes

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

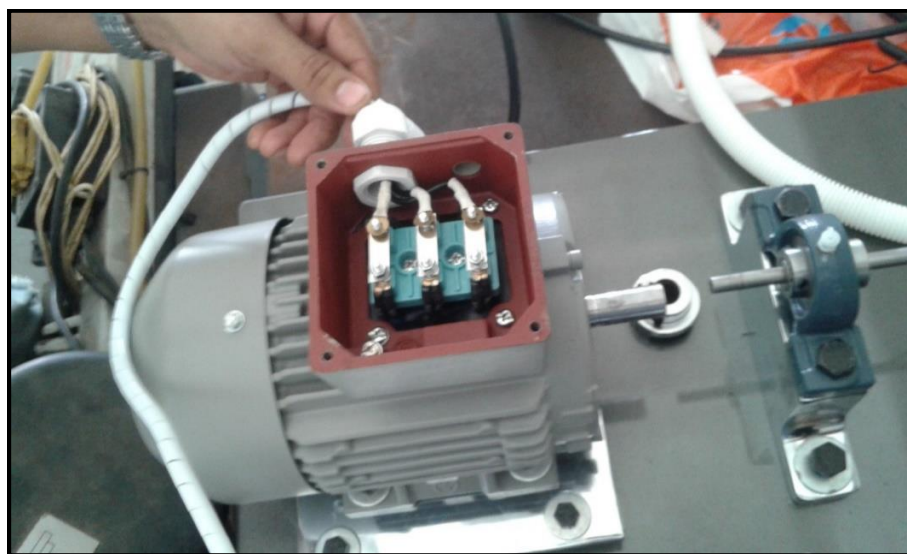


Figura 44. Aislamiento en conexiones

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Por otra parte, se verificaron las conexiones como se indican en el anexo Q, a fin de evitar cortos circuitos como se muestra en la figura 45.



Figura 45. Verificación de conexiones

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Finalmente se acoplaron todos los componentes como se ilustra en la figura 46 usando los elementos de sujeción definidos en el diseño del prototipo.



Figura 46. Prototipo terminado

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

#### **2.4.2 Dificultades presentadas durante el ensamble y la validación**

Para iniciar la validación del prototipo se tomaron en cuenta puntos principales, tales como la alineación entre los elementos rodantes, lo cual fue un factor complejo como se indica en las figuras 38 y 39 debido a que se usó una forma artesanal, lo que a su vez conlleva a un margen de error al momento de realizar las pruebas; por otra parte, la falta de un torquímetro puede incidir en cierta manera el correcto ajuste de todos los elementos que integran el prototipo debido a que esta fuerza no es igual en todos los elementos de sujeción.

Por otro lado, los ejes al ser ajustados a las chumaceras por medio de tornillos prisioneros, se crean en el eje ciertas deformación lo cual hace difícil su extracción y que puede producir fallas no intencionadas en el eje; finalmente, la ubicación de la carga y la distancia entre los centros de los apoyos se realizó con un flexómetro lo cual puede generar errores en los resultados debido a paralaje.

Además, los resultados de las pruebas se pudieron ver afectados por el error humano, esto se puede deber a que al momento de hacer el montaje de las partes rodantes fue muy probable que los elementos quedaran con algún tipo de desalineación pues no se usaron los instrumentos adecuados para este proceso; al igual que, el cambio de velocidades al realizarse manualmente hace que se presenten situaciones extemporáneas.

Por otra parte, la captación de datos no fue tan satisfactoria debido a que el instrumento usado para detectar las vibraciones tiene una baja resolución, es decir, el prototipo arrojaba vibraciones con aceleraciones pequeñas, necesitando una resolución mayor para una mejor captación de datos, ya que la resolución del vibrómetro PCE PCE-VD 3 es menor, por lo que fue necesario la exportación de los datos al programa EXCEL para realizar una tabulación de estos, y así poder apreciar mejor los resultados de vibración de las pruebas.



### 2.4.3 Validación del prototipo para ensayo de velocidad crítica

Al momento de realizar los ensayos de velocidad crítica, se optó por hacer pruebas tanto de velocidad intrínseca como para velocidad con carga de las cuales; inicialmente se montó el eje de aluminio, seguido del eje de acero sin carga y finalmente con las masas ubicadas en la parte media del eje según el anexo N.

Para ello se inició con la lubricación de las chumaceras por medio de una pistola de engrase de palanca como se muestra en la figura 47; seguidamente se aplicó un lijado suave de manera longitudinal a cada uno de los ejes como se ve en la figura 48 para eliminar residuos de óxido e impurezas que obstaculicen el paso del eje a través de los rodamientos y el acople.

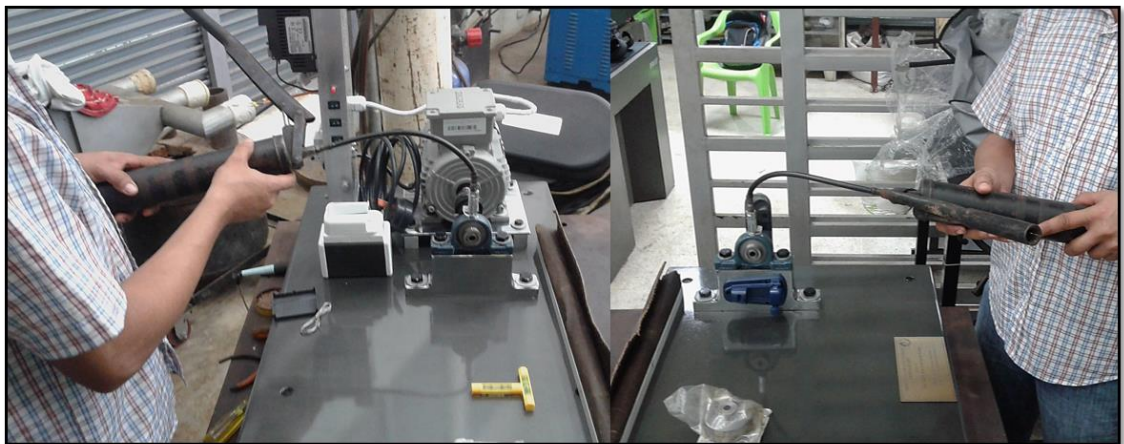


Figura 47. Engrase de rodamientos

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Figura 48. Lijado leve para eliminar asperezas

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Posteriormente se ajustaron todos los tornillos prisioneros después de haber llevado el eje a su posición como se muestra en la figura 49.

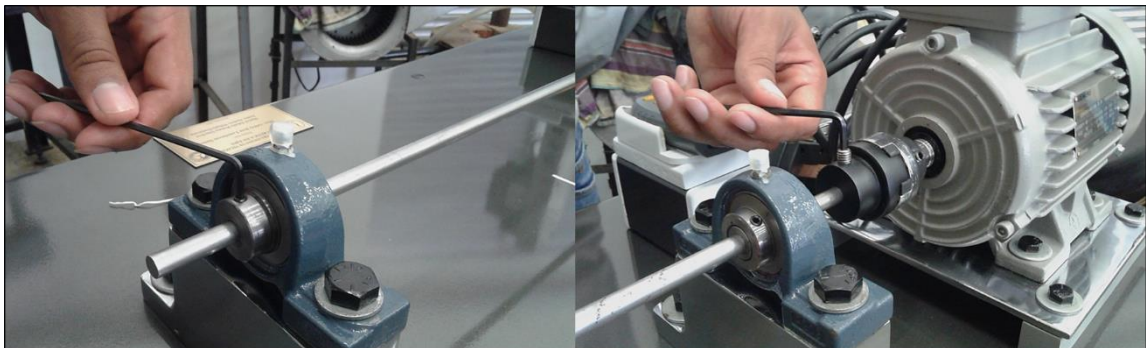


Figura 49. Ajuste de tornillos

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Luego se niveló el equipo haciendo uso de las zapatas ajustables con ayuda de burbujas, por otra parte se acopló el tacómetro digital sobre la base fija, después se conectó el prototipo a la corriente eléctrica, todo esto mostrado en la figura 50.



Figura 50. Nivelación e instalación del equipo

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Finalmente se conectó el vibrómetro a un computador portátil por medio de un cable USB para la captación de datos, seguido de la alineación del láser del tacómetro digital con el acople tipo araña como se muestra en la figura 51 y, para terminar, se puso en operación el prototipo de acuerdo a lo establecido en el anexo N.



Figura 51. Encendido de sistemas

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



De acuerdo a las tablas 3, 4 y 6, para cada ensayo, donde se tomaron intervalos de 400 rpm para copar de manera equitativa los terminales del variador de frecuencia y los cuales se programaron con valores de acuerdo a la ecuación 25 (Smeaton, 1991) e información del motor según se indica en el anexo E con relación a los resultados plasmados en la tabla 14, siendo verificados de manera práctica como se muestra en la gráfica 52.

$$N_s = \frac{120f}{P} \quad (25)$$

Donde:

$N_s$  = velocidad sincrónica, rpm

$f$  = frecuencia del sistema de alimentación, Hz

$P$  = número de polos con los que trabaja el motor

Tabla 15. Valores iniciales para programación del variador de frecuencia

rpm	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3600
Frecuencia (Hz)	6,67	13,33	20,00	26,67	33,33	40,00	46,67	---

Fuente: Autores, (2017)



Figura 52. Comprobación de programación del equipo

Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.



Estos valores corresponden a los resultados que entrego el equipo presentando un desfase de entre (10 -40) rpm con respecto a lo obtenido teóricamente, esto puede estar relacionado con la resolución del instrumento de medición empleado.

Después de la comprobación anterior, se realizó un ensayo para verificar el correcto funcionamiento del vibrómetro según se muestra en la figura 53, en donde las vibraciones máximas producidas por el eje al alcanzar su velocidad crítica no se apreciaron de forma clara, debido a que los intervalos de velocidad estaban muy separados y la vibración producida era imperceptible por el instrumento debido a su baja resolución según el anexo H; por esta razón, se hizo uso de la ecuación 1 y 2 (Budynas & Nisbett, 2012) con la cual se calculó la velocidad crítica teórica para cada caso, como se indica en la tabla 15.

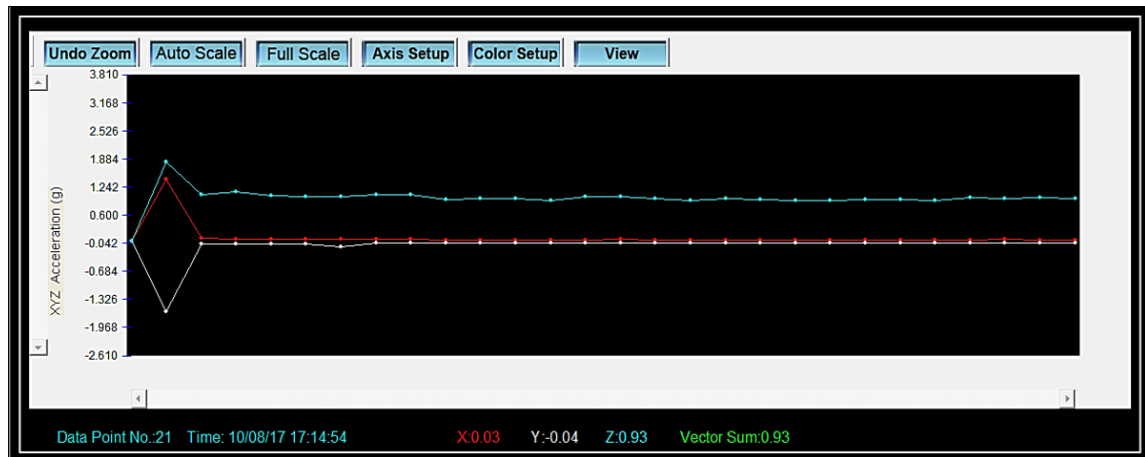


Figura 53. Espectro DataLogger

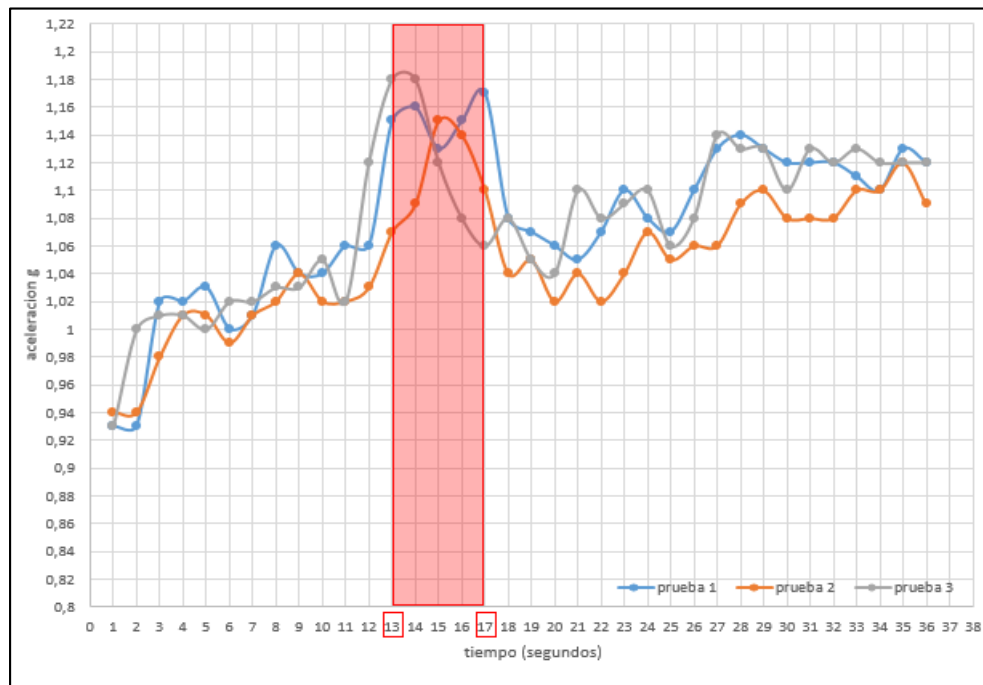
Fuente: Autores, (2017). Registro fotográfico.

Tabla 16. Resultados teóricos para velocidad crítica

TIPO DE ENSAYO	INTRÍNSECA	INTRÍNSECA	CON CARGA 0.490 kg	CON CARGA 0,250 kg
MATERIAL DEL EJE	<i>acero</i>	<i>aluminio</i>	<i>acero</i>	<i>acero</i>
VELOCIDAD CRÍTICA (rad/s)	244,77	241,35	153,78	215,32
VELOCIDAD CRÍTICA (rpm)	2337	2305	1469	2056

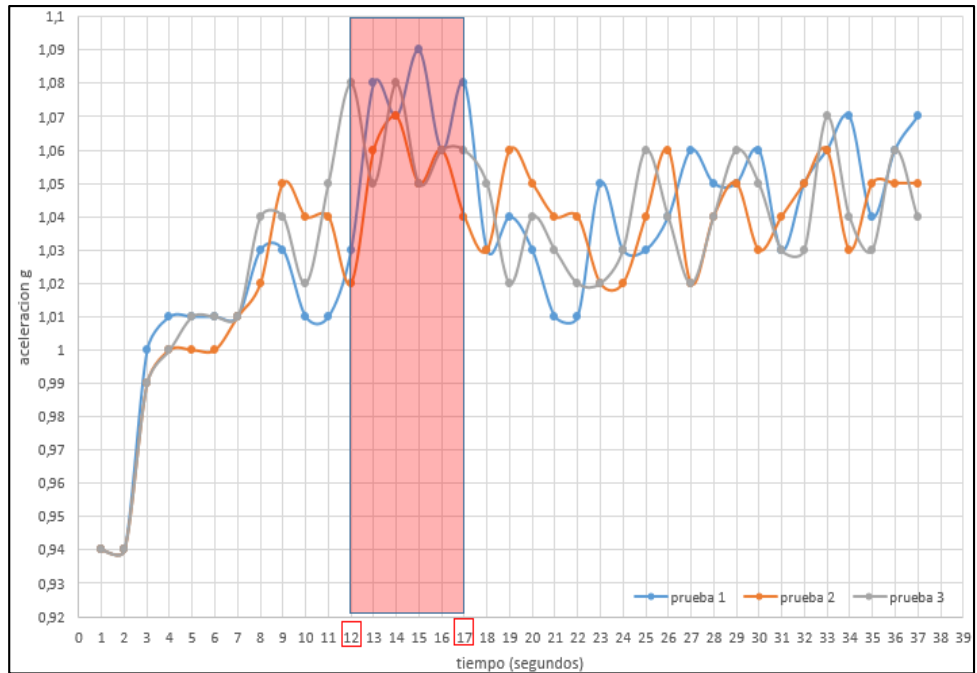
Fuente: Autores, (2017)

A partir de ello, se modificaron los valores de frecuencia para tener intervalos de velocidad que permitieran apreciar el fenómeno con mayor claridad debido a que esto solo se puede realizar en un rango de tiempo muy pequeño sin llegar a la segunda velocidad crítica por seguridad, ya que esto puede deformar plásticamente el eje. De todo esto; finalmente se establecieron frecuencias para cada caso según las tablas 1 y 2 del anexo N, puesto que cada ensayo presenta velocidades críticas diferentes, y en las cuales la programación del variador de frecuencia es diferente donde los cambios de velocidad se realizaron con un lapso tiempo de 5 segundos en cada caso y que al comparar los datos calculados teóricamente con los resultados obtenidos en los ensayos, se pudo establecer que estos valores son aproximados de acuerdo a las amplitudes máximas suministradas por el vibrómetro entre el tercer y cuarto intervalo de tiempo, como se puede apreciar en las gráficas 1, 2, 3 y 4 según sea el caso.



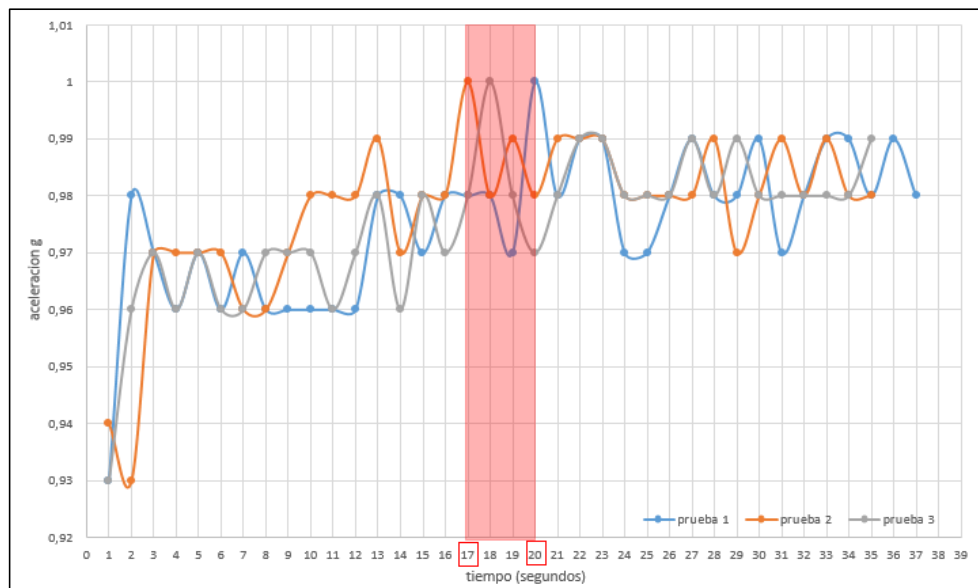
Gráfica 1. Velocidad intrínseca para acero AISI 1020HR

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



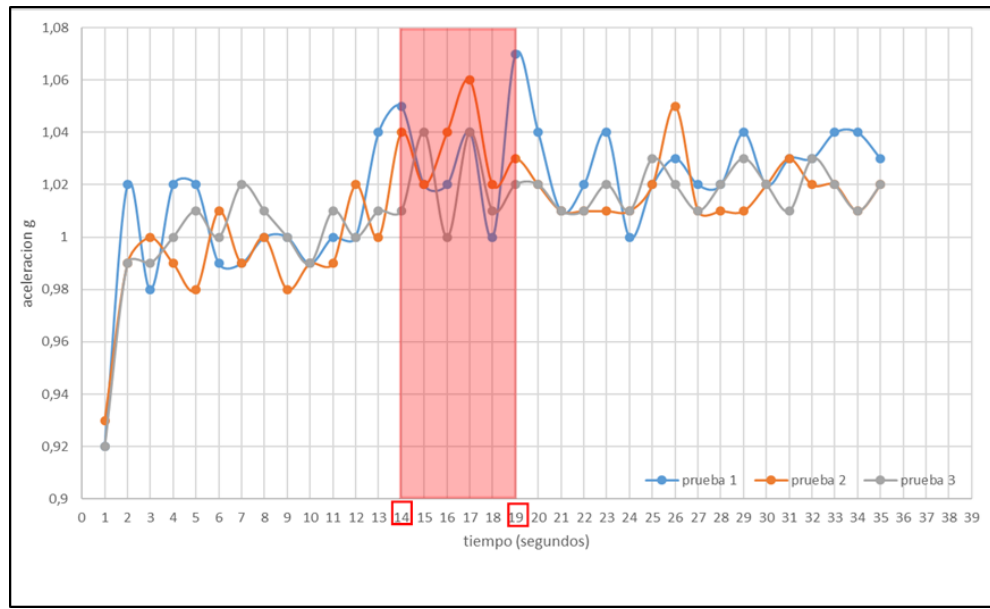
Gráfica 2. Velocidad intrínseca para aluminio AA6063 - T6

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



Gráfica 3. Velocidad crítica con masa de 0,490 kg

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



Gráfica 4. Velocidad crítica con masa de 0,250 kg

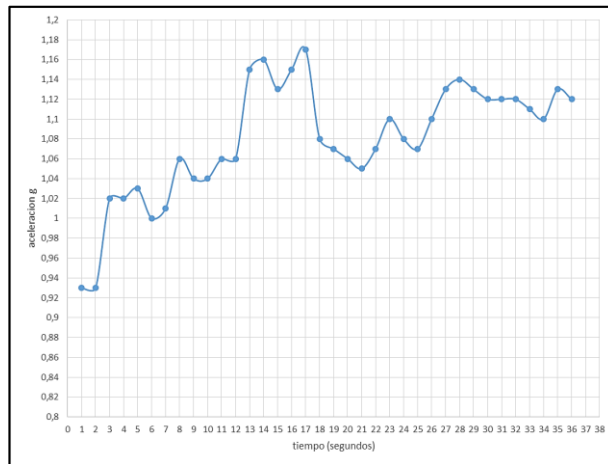
Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.

### **3. RESULTADOS Y ANÁLISIS**

### 3.1 RESULTADOS

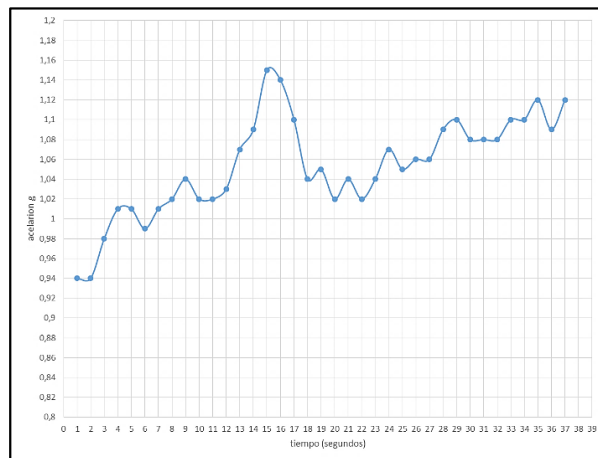
Los resultados obtenidos en las pruebas de velocidad crítica se muestran por medio de gráficas de aceleración (g) Vs. Tiempo usando los datos recopilados por el vibrómetro y tabulados en un cuadro de Excel; estas pruebas se realizaron de acuerdo al procedimiento establecido en el anexo N del presente documento.

#### Resultados para eje de acero AISI-1020 sin carga



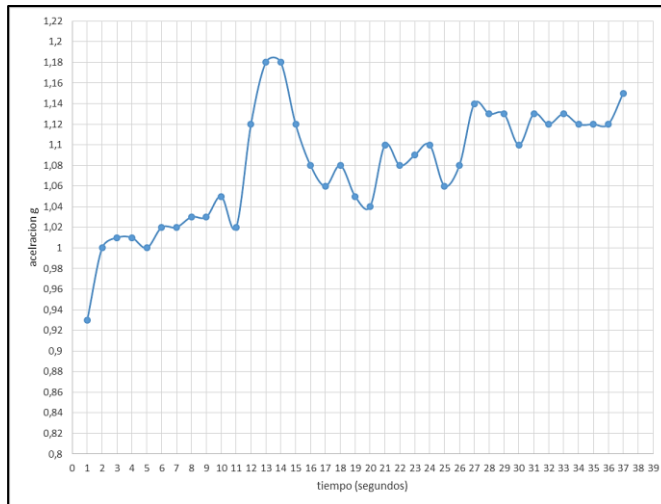
Gráfica 5. Prueba 1 – Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



Gráfica 6. Prueba 2 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.

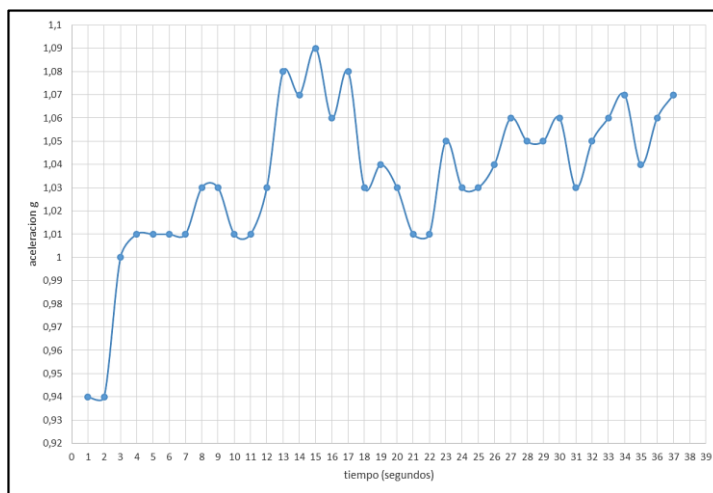


Gráfica 7. Prueba 3 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.

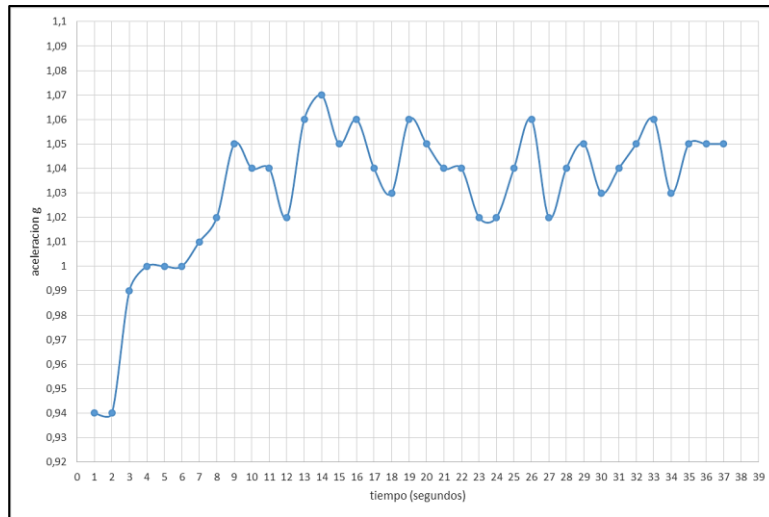
En las gráficas se observa que la mayor amplitud de aceleración (g) se dan en los intervalos de tiempo de 13 a 17 segundos después de iniciada la prueba, mostrando que las rpm críticas están entre las 2200 y 2400 rpm, según la tabla 1 del anexo N, lo cual coincide con los valores teóricos indicados en la tabla 15.

### Resultados para eje de aluminio AA6063-T6 sin carga



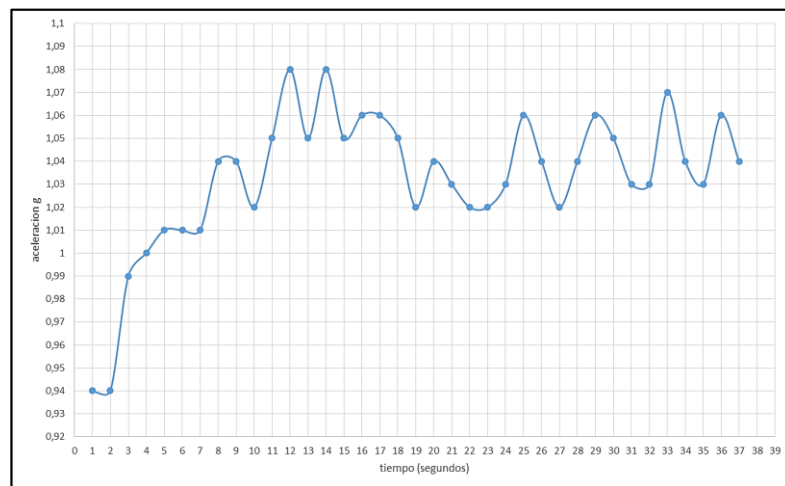
Gráfica 8. Prueba 1 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



Gráfica 9. prueba 2 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



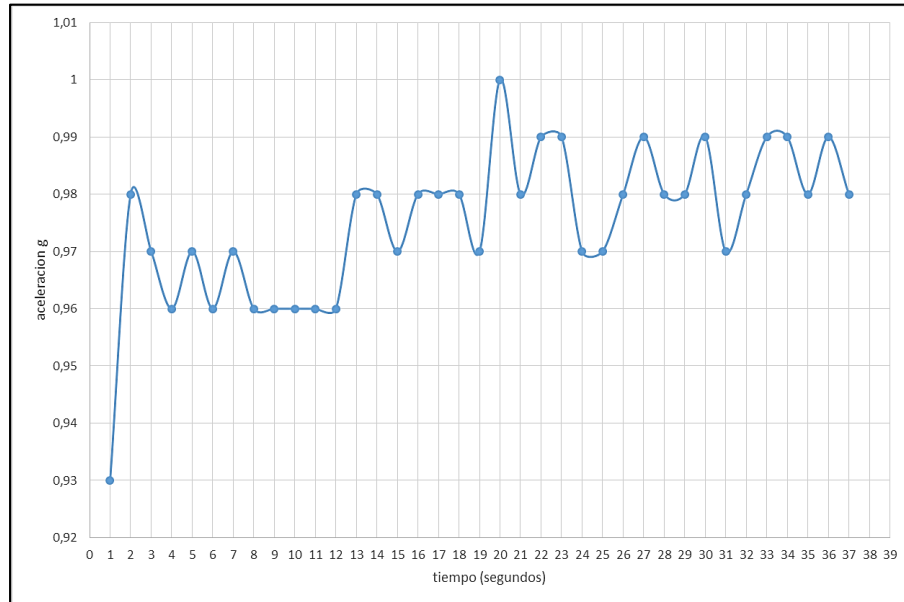
Gráfica 10. Prueba 3 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.

En las gráficas se observa que la mayor amplitud de aceleración (g) se dan en los intervalos de tiempo de 12 a 17 segundos después de iniciada la prueba, mostrando que las rpm críticas oscilan entre las 2200 y 2400 rpm, según la tabla 1 del anexo N, siendo coincidentes con los valores teóricos obtenidos en la tabla 15 del presente documento.

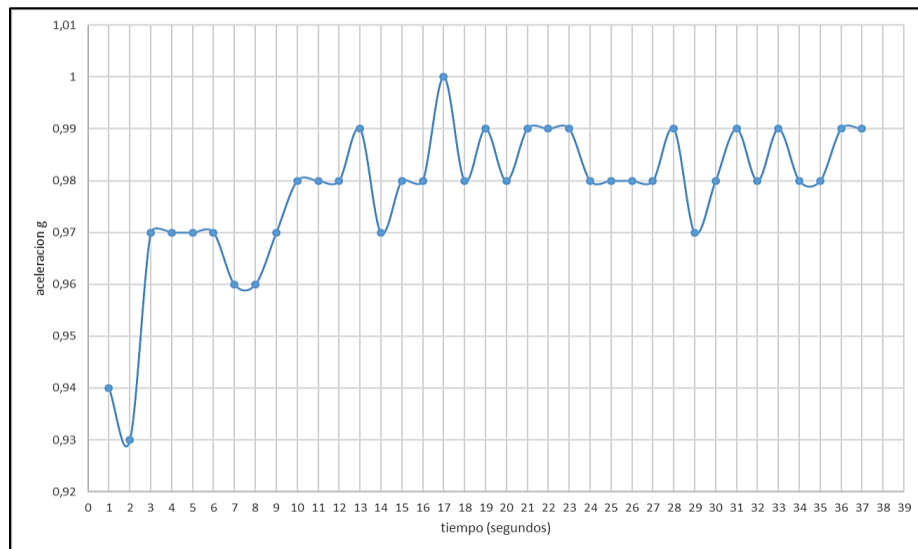


### Resultados para eje de acero AISI-1020 con masa de 0,490 kg



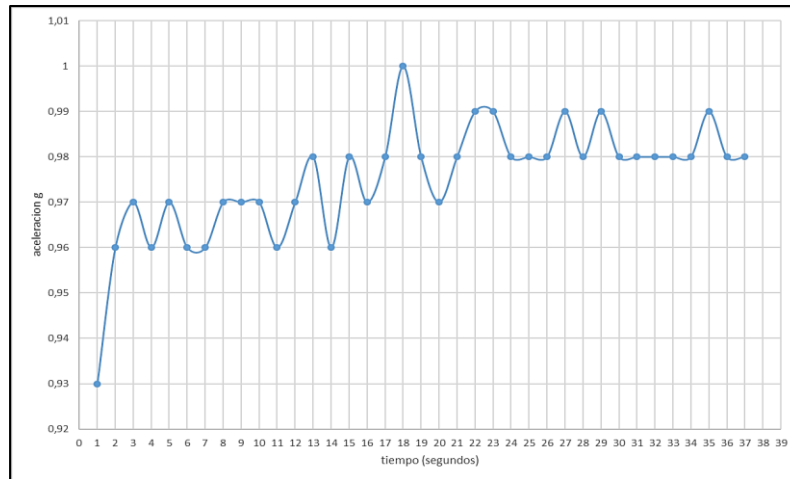
Gráfica 11. Prueba 1 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



Gráfica 12. Prueba 2 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.

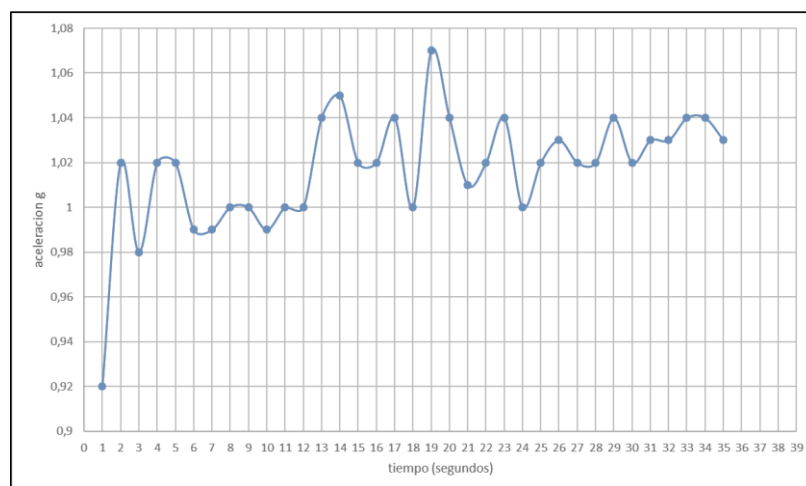


Gráfica 13. Prueba 3 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.

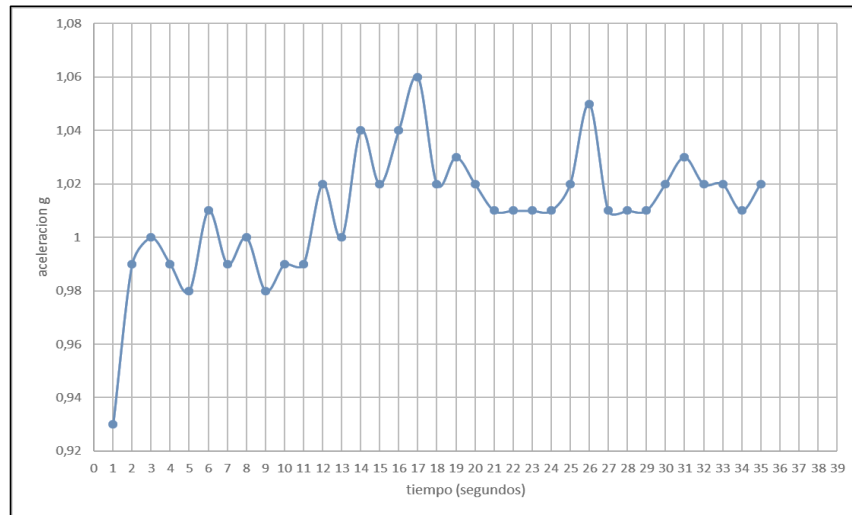
En las gráficas se observa que la mayor amplitud de aceleración g se da en los intervalos de tiempo de 17 a 20 segundos después de iniciada la prueba, lo que nos dice que las rpm críticas esta entre las 1450 y 1500 rpm; según la tabla 2 del anexo N, lo cual coincide con los valores teóricos que se indican en la tabla 15.

### Resultados para eje de acero AISI-1020 con masa de 0,250 kg



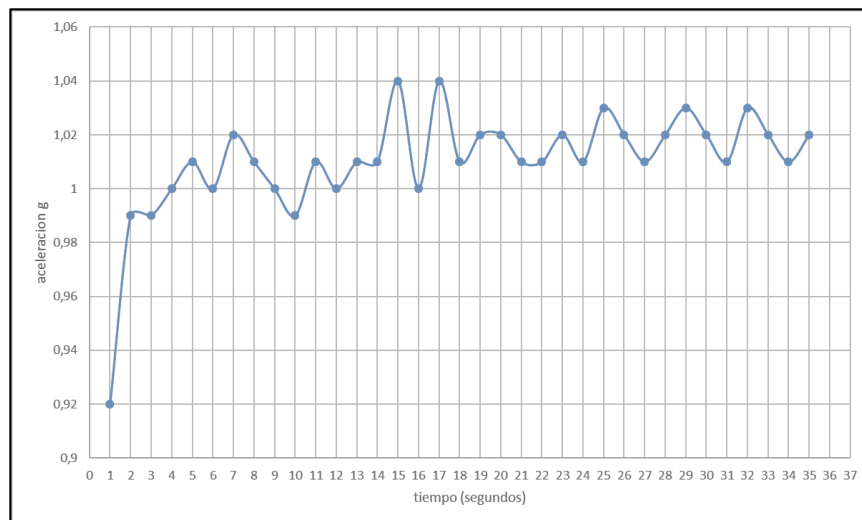
Gráfica 14. Prueba 1 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



Gráfica 15. Prueba 2 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.



Gráfica 16. Prueba 3 - Análisis espectral

Tomado de: Vibration Datalogger PCE - VD 3 y adaptado por autores: Excel 2016.

En las gráficas se observa que la mayor amplitud de aceleración g se da en los intervalos de tiempo de 14 a 19 segundos después de iniciada la prueba, lo que nos dice que las rpm críticas esta entre las 2000 y 2100 rpm; según la tabla 3 del anexo N, lo cual se aproxima a los valores teóricos obtenidos y que se indican en la tabla 15.

### **3.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS**

En las pruebas de velocidad intrínseca nos damos cuenta que ambos ejes presentan similitud en sus valores de velocidad crítica, con la diferencia de que el eje de acero presenta mayor amplitud en sus vibraciones en comparación con el de aluminio; esto se puede deber a que el aluminio, al ser un material más dúctil que el acero absorbe cierta cantidad de vibración. Al comparar los resultados de las pruebas del eje de acero sin y con masa 0,490 kg, notamos la gran diferencia entre las velocidades críticas, con una variación de estas en casi 1000 rpm, lo cual es una clara evidencia de la influencia que tienen los componentes en los ejes. De igual forma se analizó el comportamiento de las velocidades críticas del eje de acero con las masas de 0,490 kg y 0,250 kg; notando que esta velocidad crítica es proporcional a la carga aplicada.

#### **4. CONCLUSIONES**

Se establecieron los parámetros y componentes del prototipo, siendo los parámetros fundamentales el diámetro, la longitud y el módulo de elasticidad del eje de prueba, y la capacidad de rpm del motor disponible, los cuales fueron pieza clave al momento de definir el dimensionamiento general del prototipo; optando por ejes de 9,53 mm de diámetro con longitudes de 800 mm y de materiales: acero AISI 1020HR, aluminio AA6063-T6; y un motor siemens de 3600 rpm. Los componentes como placas base, tornillería, acople, rodamiento, masas de prueba, variador de frecuencia, Vibrómetro y tacómetro fueron diseñados y seleccionados, acorde a las necesidades del prototipo.

A través de las pruebas de validación se estableció que el sensor de vibración no tenía la resolución adecuada para poder observar con mayor precisión y en tiempo real las variaciones en las vibraciones, ya que no contaba con la resolución adecuada para captar los datos de magnitudes de las vibraciones. Otra falla muy visible fue la necesidad de un instrumento para la alineación adecuada de las partes rodantes.

El prototipo de ensayo para velocidad crítica en ejes, es una herramienta de aprendizaje que sirve para observar de manera practica el fenómeno de velocidad crítica, lo que hace más claro el comportamiento que tiene un eje al alcanzarla, y la relación de esta propiedad con respecto al tipo de material, al diámetro, la longitud y las cargas que estos soportan.

Se elaboraron manuales para la utilización y el mantenimiento del dispositivo, con el fin de garantizar tanto el buen funcionamiento del prototipo como la integridad de sus usuarios; al igual, que se realizaron los planos constructivos. Este prototipo fue diseñado para que su ensamble fuera fácil, y así hacer posible de manera rápida el mantenimiento o la reparación de las partes del dispositivo.

#### **4.1 RECOMENDACIONES**

El prototipo para ensayos de velocidad critica queda a disposición de ser mejorado y modificado para nuevas prácticas, como por ejemplo ensayos de desbalances; dentro de las posibles sugerencias se encuentran:

- ✓ Se puede agregar otro soporte de apoyo, para poder variar las dimensiones del eje de prueba.
- ✓ Se puede alargar el eje de prueba para que se comporte como una flecha.
- ✓ Se pueden usar masas de diferentes valores, con el fin de analizar el comportamiento del eje con estas variaciones de cargas.
- ✓ Se pueden hacer adaptaciones necesarias para modificar el diámetro del eje, teniendo en cuenta que el material del nuevo eje debe tener propiedades mecánicas, como el módulo de elasticidad, inferiores a las del acero AISI 1020, para que la velocidad critica este en la capacidad de rpm del motor.
- ✓ Se pueden hacer adecuaciones para verificar las fallas por desalación, modificando los soportes para inducir fallas en los rodamientos (Budynas & Nisbett, 2012)

## 5. REFERENCIAS

- Alejandra, G. M., & Alberto, D. (23 de 04 de 2016). *SCielo*. Obtenido de [http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0120-56092005000200002](http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0120-56092005000200002)
- AP&C. (2017). *www.waterygymex.org*. Obtenido de <http://www.waterygymex.org/contenidos/rtecnicos/Curso%20basico%20de%20Variadores%20de%20Frecuencia.pdf>
- Badiola, V. (Ed.). (2004). *unavarra*. Obtenido de [http://www.imac.unavarra.es/web\\_imac/pages/docencia/asignaturas/DyCDM/DyCDM\\_Cap6.pdf](http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/DyCDM/DyCDM_Cap6.pdf)
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley* (Novena ed.). New York: Mc Graw Hill.
- Copyright © SpectraQuest, I. (2017). *SpectraQuest, Inc.*. Obtenido de <http://spectraquest.com/machinery-fault-simulator/details/mfs-1t/>
- Estructuras. (2016). Obtenido de <http://estructuras.eia.edu.co/estructurasI/deflexiones/teoria-deflexion/deflexiones.htm>
- G.U.N.T. (2017). *G.U.N.T. Hamburg*. Obtenido de <http://www.gunt.de/en/products/engineering-mechanics-and-engineering-design/machine-dynamics/rotor-dynamics/elastic-shafts/040.62500/tm625/glct-1:pa-148:ca-46:pr-1418>
- Hidalgo, M. (2016). *ULTRA PLAS*. Obtenido de [www.acrilico-y-policarbonato.com](http://www.acrilico-y-policarbonato.com)
- Jean Carlo, A. A., & Yong Xiang, Z. A. (26 de Septiembre de 2014). *DocSlide*. Obtenido de <http://documentslide.com/documents/frecuencia-natural-resonancia-y-velocidad-critica.html>
- Julián, P. P., & Ana, G. (2008). *Definición.DE*. Obtenido de <http://definicion.de>
- Krar, S., Gill, A., & Smid, P. (2009). *TECNOLOGÍA de las MÁQUINAS HERRAMIENTA* (Sexta edición ed.). México: Alfaomega.
- Luna, A. G. (2010). *Cálculo analítico y validación experimental de las velocidades críticas y respuesta al desequilibrio en el rotor KIT MFS2004*. Universidad Carlos III, Madrid. Obtenido de [http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/10023/Altamira\\_Garzon\\_Ortiz\\_de\\_Luna.pdf?sequence=1](http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/10023/Altamira_Garzon_Ortiz_de_Luna.pdf?sequence=1)
- MetAs, A. &. (11 de 2005). *MetAs*. Obtenido de MetAs: <http://www.metas.com.mx/guiamet.html>



- Montoya Echeverry, N. J., & Cardona García, L. A. (23 de 04 de 2014). *DISEÑO Y MONTAJE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE VELOCIDAD CRÍTICA Y DESBALANCE*. Universidad Autónoma de Occidente, Valle del Cauca, Cali. Obtenido de <https://red.uao.edu.co/bitstream/10614/6901/1/T05039.pdf>
- Nisbett, J. K. (2009). *Mechanics of Materials* (Quinta ed.). New York: McGraw-Hill.
- PCE Holding, G. (30 de Septiembre de 2014). *PCE Instruments*. (L. e. Wikipedia, Editor) Obtenido de PCE Instruments: <http://www.pce-iberica.es/instrumentos-de-medida/metros/vibrometros.htm>
- Piovan, M. T. (2014). *EcuRed*. Recuperado el 17 de 02 de 2017, de <https://www.frbb.utn.edu.ar/frbb/images/carreras/elementosdemaquinas/cap08-02.pdf>
- Preciado, F. S. (28 de 02 de 2012). Mantenimiento: Correctivo, preventivo y predictivo. *ATMOSFERIS.COM*, 2. Recuperado el 11 de 2016, de <http://www.atmosferis.com/mantenimiento-correctivo-preventivo-y-predictivo/>
- Rodríguez, J. L. (2004). *Elementos de máquinas. Teoría y problemas*. Universidad de Oviedo.
- Rodríguez, J. L. (2004). *Elementos de máquinas: teoría y problemas*. Oviedo: Universidad de Oviedo.
- Sánchez, R. S. (2004). *Universidad de Huelva*. Obtenido de <http://www.uhu.es/rafael.sanchez/tecnologiademaquinas/cuadernillosdepracticass/PRACTICA%20velocidades%20criticas%20de%20ejes.pdf>
- SKF. (20 de 03 de 2017). Obtenido de SKF: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/friction/starting-torque/index.html>
- Smeaton, R. W. (1991). *Motores eléctricos, selección, mantenimiento y reparación*. Ciudad de México: McGraw - Hill.
- Thomson, W. (2012). *Vibraciones mecánicas* (5ta ed.). México, España: PEARSON.
- tiposde, E. d. (9 de marzo de 2012). *TIPOSDE*. Obtenido de [www.tiposde.org](http://www.tiposde.org)
- Vance, J. M. (1988). *Rotordynamics of turbomachinery*. New York: Wiley.
- VANDELVIRA, I. A. (11 de 2011). *platea.pntic.mec.es*. Obtenido de [http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/SAP/archivos/1eva/introduccion\\_motores\\_ca.pdf](http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/SAP/archivos/1eva/introduccion_motores_ca.pdf)
- Villegas, E. A. (11 de 2015). *Ingeniería mecánica y algo mas*. Obtenido de <http://mechanical-engineering-rocker.blogspot.com.co/p/mantenimiento-mecanico.html>

## **6. ANEXOS**

## ANEXO A – ESPECIFICACIONES PARA ACERO ASTM –A36

### **COMPOSICION QUIMICA Y PROPIEDADES MECANICAS DEL ACERO ASTM A 36**

**Tabla 4.** Composición química - ASTM A36 [12]

<b>Elementos</b>	<b>%</b>
Carbono (C)	0,25- 0.29
Cobre (Cu)	0.20
Hierro (Fe)	98,0
Manganeso (Mn)	1.03
Fósforo (P)	≤= 0,04
Silicio (Si)	0.28
Azufre (S)	≤= 0,05

**Tabla 5.** Algunas propiedades mecánicas - ASTM A36 [12]

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Densidad, g/cm <sup>3</sup>	7.85
Resistencia a la tracción, MPa	400 - 552
Límite de Fluencia, MPa	250
Módulo de Young, MPa	200 000
Modulo de Cortante, MPa	79 300
Coeficiente de Poisson	0.26
Elongación, %	18
Dureza Rockwell B	67 - 83
Dureza Brinell	119 - 159

Tomado de: <https://es.slideshare.net/cjortizrojas/trabajo-de-resistencia-materiales>

## ANEXO B – ESPECIFICACIONES ACERO AISI 1020

### ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

**1. Descripción:** acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

**2. Normas involucradas:** ASTM A108

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 111 HB  
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)  
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)  
Elongación 25%  
Reducción de área 50%  
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)  
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.18 – 0.23 % C  
0.30 – 0.60 % Mn  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

**7. Tratamientos térmicos:** se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

### ACERO MAQUINARIA - AISI 1020

Tomado de: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201020.pdf>

## ANEXO C – ESPECIFICACIONES ACERO AISI 1045

### ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

**1. Descripción:** es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

**2. Normas involucradas:** ASTM A108

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 163 HB (84 HRb)  
Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)  
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)  
Elongación 16% (en 50 mm)  
Reducción de área (40%)  
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)  
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.43 – 0.50 % C  
0.60 – 0.90 % Mn  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

**7. Tratamientos térmicos:** se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

### ACERO MAQUINARIA -AISI 1045


Tomado de: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>

## ANEXO D – PROPIEDADES MECÁNICAS ALUMINIO AA6063-T6

ALEACIONES Y SUS TEMPLES EN EL PROCESO DE EXTRUSIÓN ALLOYS AND TEMPLES IN THE PROCESS OF EXTRUSION								
Propiedades Mecánicas (Valores Típicos) - Mechanical Properties (Typical Values)								
Aleación Alloy	Temple	Densidad Density	Carga de Rotura Breaking load	Límite Elástico Elastic Limit	Alargamiento Elongation	Conductividad Eléctrica Electrical Conductivity		Módulo de Elasticidad Modulus of Elasticity
		gr/cm³	kg/mm²	kg/mm²	% En muestra de % In sample 50 mm	% IACS	min MS/m A 20°C	kg/mm² x 10³
1100	F	2,71	8,0	4,0	40	59	34	7,0
1350	H111		6,5	3,0	25	62	36	
6061	T4		23,0	13,5	22	40	23	
	T6		29,5	26,0	12	43	25	
6063	T4E		17,5	9,0	22	50	29	
	T5		19,0	15,0	12	55	32	
	T6		24,5	22,0	12	53	31	
6005	T5		29,0	26,0	10	49	28	
6101	T6		22,5	19,5	14	56	33	

BARRAS REDONDAS / ROUND BARS


Aleación: AA6063 / Temple: T5 / Largo Estándar: 6.10 metros  
Alloy: AA6063 / Temple: T5 / Length Standard: 6.10 meters



W

BARRAS CUADRADAS Y HEXAGONALES  
BARS SQUARE AND HEXAGONAL

Aleación: AA6063 / Temple: T5 / Largo Estándar: 6.10 metros  
Alloy: AA6063 / Temple: T5 / Length Standard: 6.10 meters



W

PERFIL PROFILE	W		Peso Weight Kg./m	Peso Pieza Piece Weight Kg./Piece	PERFIL PROFILE	W		Peso Weight Kg./m	Peso Pieza Piece Weight Kg./Piece
	Milímetros Millimeters	Pulgadas Inches				Milímetros Millimeters	Pulgadas Inches		
E 1293	6,35	1/4	0,086	0,525	E 1304	6,35	1/4	0,109	0,665
E 1294	7,94	5/16	0,134	0,817	E 1305	6,70	0,26	0,122	0,744
E 1295	9,52	3/8	0,193	1,177	E 1306	7,94	5/16	0,171	1,043
E 1296	12,70	1/2	0,343	2,092	E 1307	9,52	3/8	0,246	1,501
E 2552	14,29	9/16	0,434	2,647	E 1308	12,70	1/2	0,437	2,666
E 1297	15,88	5/8	0,536	3,270	E 1309	15,88	5/8	0,683	4,166
E 1298	19,05	3/4	0,772	4,709	E 1310	19,05	3/4	0,983	5,996
E 1440	22,22	7/8	1,051	6,411	E 2655	22,22	7/8	1,338	8,162
E 1299	25,40	1	1,373	8,375	E 3282	22,22	7/8	1,338	8,162
E 1300	31,75	1 1/4	2,146	13,091	E 1311	25,40	1	1,748	10,663
E 1758	35,00	1 3/8	2,607	15,903	E 1537	31,75	1 1/4	2,732	16,665
E 1301	38,10	1 1/2	3,090	18,849	E 1312*	38,10	1 1/2	3,934	
E 3162	44,45	1 3/4	4,205	25,851	E 3239*	50,80	2	6,994	
E 1302*	50,80	2	5,493		E 3240*	63,50	2 1/2	10,927	
E 1854*	55,00	2 1/8	6,439		E 3241*	76,20	3	15,735	
E 3163*	57,15	2 1/4	6,952						
E 1538*	63,50	2 1/2	8,952						
E 3442*	69,85	2 3/4	10,384						
E 1539*	76,20	3	12,358						
E 3238*	86,90	3 1/2	16,821						
E 3237*	101,60	4	21,971						

Los perfiles señalados con \* tienen un 1 metro de largo  
The profiles marked with \* have a 1 meter in length

Tomada de: <http://extrudal.com/cat1.pdf>



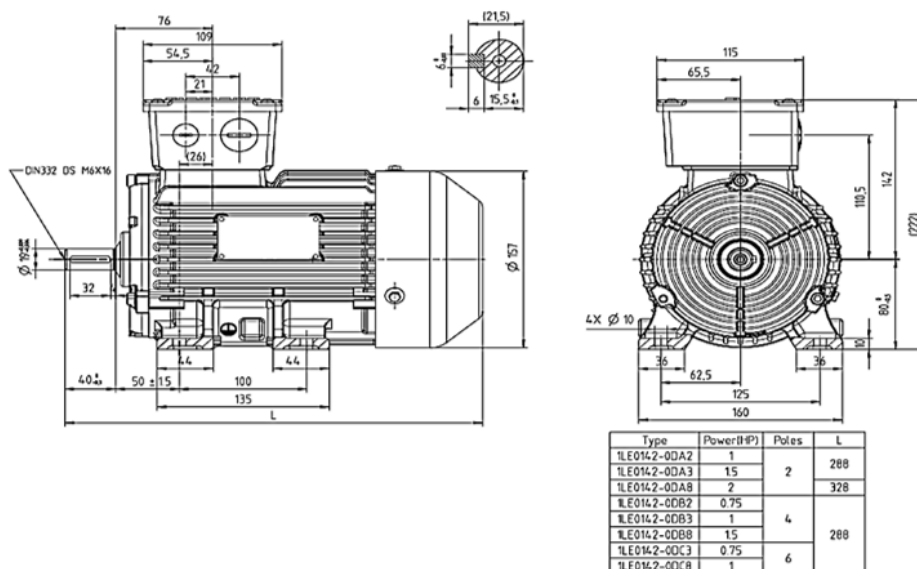
## ANEXO E – CATÁLOGO MOTORES SIEMENS

### VALORES ELÉCTRICOS MOTORES SERIE 1LE0142

Potencia (HP)	Referencia Motor	Factor de Servicio	Tamaño constructivo	Datos nominales		Corriente Nominal			Eficiencia 100%	Datos de arranque		Torque rotor bloqueado x Tn	Rodamientos AS/ BS	Peso Neto B3 (kg)	
				Velocidad (rpm)	Torque (Nm)	220 VDD A	380 VYY A	440 VD A		Corriente x Inom	Torque x Tnom				
Datos Eléctricos motores serie 1LE0142 IE1 2 polos (3600 rpm)															
1	1LE0142-0DA26-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.440	2,1	3,15	1,82	1,57	0,84	74,0	6,0	2,2	2,8	6204 2RZ C3 13,5
1,5	1LE0142-0DA36-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.435	3,1	4,45	2,60	2,25	0,84	78,5	7,0	2,5	3,0	6204 2RZ C3 15,0
2	1LE0142-0DA86-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.460	4,1	5,60	3,25	2,80	0,86	81,0	7,0	2,5	3,0	6204 2RZ C3 17,5
3	1LE0142-0EA46-4AA4-Z D80	1,15	90	L	3.480	6,0	8,30	4,80	4,15	0,87	81,5	7,5	2,0	3,1	6205 2RZ C3 20,0
4	1LE0142-0EA86-4AA4-Z D80	1,15	90	L	3.475	8,2	10,60	6,20	5,30	0,87	84,5	7,1	1,8	2,8	6205 2RZ C3 27,0
5	1LE0142-1AA86-4AA4-Z D80	1,15	100	L	3.420	10,3	13,30	7,70	6,70	0,87	84,5	7,5	3,0	2,6	6206 2RZ C3 31,0
7,5	1LE0142-1BA86-4AA4-Z D80	1,15	112	M	3.520	14,9	19,40	11,20	9,70	0,88	86,0	7,5	2,0	2,6	6206 2RZ C3 45,0
10	1LE0142-1CA16-4AA4-Z D80	1,15	132	S	3.515	20,4	25,50	14,70	12,70	0,88	87,5	7,5	2,0	2,6	6208 2RZ C3 55,0
15	1LE0142-1CA86-4AA4-Z D80	1,15	132	S	3.520	29,9	38,00	22,00	19,10	0,88	87,5	7,5	2,0	2,6	6208 2RZ C3 70,0
20	1LE0142-1DA36-4AA4-Z D80	1,15	160	M	3.535	40,5	52,00	30,00	26,00	0,85	88,5	7,4	2,2	3,0	6209 2RZ C3 100,0
25	1LE0142-1DA46-4AA4-Z D80	1,15	160	L	3.540	49,9	64,00	37,00	32,00	0,86	89,5	7,5	2,4	3,0	6209 2RZ C3 120,0
30	1LE0142-1DA86-4AA4-Z D80	1,15	160	L	3.540	59,4	75,00	43,00	37,50	0,88	89,5	7,5	2,4	3,0	6209 2RZ C3 130,0
40	1LE0142-1EA86-4AA4-Z D80	1,15	180	M	3.535	81,1	98,00	56,00	49,00	0,89	90,2	7,5	2,4	3,0	6210 RZ C3 170,0
50	1LE0142-2AA56-4AA4-Z D80	1,15	200	L	3.555	99,4	122,00	70,00	61,00	0,88	91,5	7,6	2,5	3,0	6212 RZ C3 233,0
60	1LE0142-2AA86-4AA4-Z D80	1,15	200	L	3.550	121,0	144,00	83,00	72,00	0,89	91,7	7,0	2,3	3,0	6212 RZ C3 250,0
75	1LE0142-2BA86-4AA4-Z D80	1,15	225	M	3.555	148,0	179,00	103,00	89,00	0,89	92,4	7,0	2,4	3,1	6213 RZ C3 335,0
100	1LE0142-2CA86-4AA4-Z D80	1,15	250	M	3.570	201,0	235,00	137,00	118,00	0,89	93,0	7,5	2,4	3,1	6215 C3 430,0
125	1LE0142-2DA23-3AA4-Z D80	1,15	280	M	3.575	241,0	-	-	149,00	0,88	93,0	7,0	2,5	3,0	6317 C3 545,0
150	1LE0142-2DA83-3AA4-Z D80	1,15	280	M	3.575	294,0	-	-	175,00	0,90	93,0	7,5	3,0	3,3	6317 C3 610,0
200	1LE0142-3AA23-3AA4-Z D80	1,10	315	M	3.580	400,0	-	-	225,00	0,92	94,1	7,6	2,2	2,7	6319 C3 850,0
250	1LE0142-3AA73-3AA4-Z D80	1,15	315	L	3.580	494,0	-	-	285,00	0,92	94,1	8,5	2,8	3,0	6319 C3 1070,0
300	1LE0142-3AA83-3AA4-Z D80	1,10	315	L	3.580	600,0	-	-	340,00	0,92	94,1	9,0	2,1	2,5	6319 C3 1070,0

### PLANOS DIMENSIONALES

Forma Constructiva IM B3 AH80



Tomado de: <http://www.aan.siemens.com/>

## ANEXO F – CARACTERÍSTICAS VARIADOR DE FRECUENCIA *DELTA*

230V		230 V					
Voltage Class		002	004	007	015	022	037
Model Number VFD-__ EL		002	004	007	015	022	037
Max. Applicable Motor Output (kW)		0.2	0.4	0.75	1.5	2.2	3.7
Max. Applicable Motor Output (Hp)		0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	5.0
Output Rating	Rated Output Capacity (kVA)	0.6	1.0	1.6	2.9	4.2	6.5
	Rated Output Current (A)	1.6	2.5	4.2	7.5	11.0	17.0
	Maximum Output Voltage (V)	3-Phase Proportional to Input Voltage					
	Output Frequency (Hz)	0.1~599Hz					
Input Rating	Carrier Frequency (kHz)	2-12					
	XXXE L21A Rated Input Current (A)	4.9	6.5	9.5	15.7	24	--
	XXXE L21A Rated Voltage/Frequency	1-phase, 200-240 V, 50/60 Hz					
	XXXE L23A Rated Input Current (A)	1.9	2.7	4.9	9	15	20.6
	XXXE L23A Rated Voltage/Frequency	Single phase/3-phase, 200-240 V, 50/60 Hz					3-phase, 200-240 V, 50/60 Hz
	Voltage Tolerance	±10% (180-264 V)					
	Frequency Tolerance	±5% (47-63 Hz)					
	Cooling Method	Natural cooling			Fan cooling		
Weight (kg)		1.2	1.2	1.2	1.7	1.7	1.7

### Dimensions

**Frame A**

**MODEL**  
VFD002EL11A  
VFD002EL21A  
VFD002EL23A  
VFD004EL11A  
VFD004EL21A  
VFD004EL23A  
VFD004EL43A  
VFD007EL21A  
**VFD007EL23A**  
VFD007EL43A  
VFD015EL23A  
VFD015EL43A

Frame	W	H	D	W1	H1	D1	S1	S2
A	72.0	174.0	136.0	59.0	151.6	4.0	5.4	5.4
	2.83	6.86	5.36	2.32	5.97	0.16	0.21	0.21

Unit: mm[inch]

### Standard Wiring Diagram

Factory setting: NPN Mode, 110V, Multistep 1, 2, 3, 4, 5, 6, Digital signal common, +24V, +10V, 100V supply, 1-10V sink, ACI/AVI, Master Frequency, 0-10V, 4-20mA, J4-20mA, Analog signal common, Analog multi-function output terminal, Analog signal common, Factory setting: output frequency, RS-485 Serial interface, 1: Reserved, 2: EV, 3: SS, 4: SS+, 5: SS+, 6: Reserved, 7: Reserved, 8: Reserved.

Legend: ● Main circuit (power) terminals, ○ Control circuit terminals, ▢ Shaded leads & cable

Tomado de: <http://www.plctechnologies.co.za/Products/Datasheets/EL-Series-Delta-VFD.pdf>



## ANEXO G – ESPECIFICACIONES TACÓMETRO DIGITAL LASER

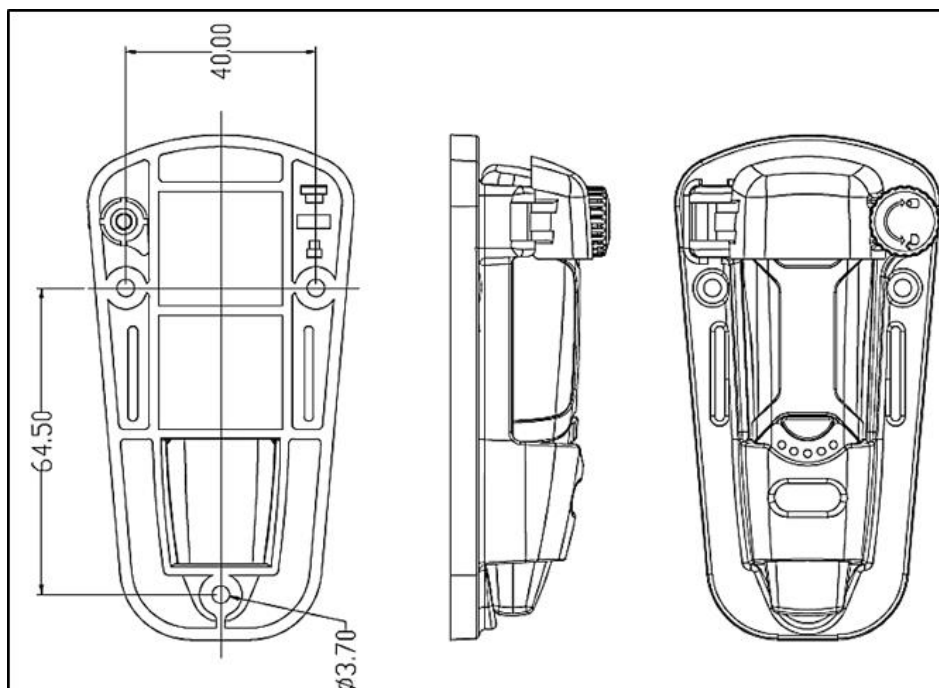
- Color: Deep Gris + Amarillo
- Modelo: HS2234
- Material de la caja Plástico
- 1,8 "LCD de 5 dígitos pantalla
- Max.lectura: 99.999
- Prueba de rango: 2.5RPM ~ 99,99 RPM
- Resolución: 0,1 rpm (2,5 ~ 999.9RPM) / 1RPM (más de 1000 rpm)
- Precisión: + / - (0,05% + 1 dígito)
- Tiempo de muestreo: 0,5 segundos (sobre 120RPM)
- Base de tiempo: cristal de cuarzo
- Distancia de medición efectiva: 50mm ~ 500mm
- Consumo de energía: 25 mA a láser de baja potencia / 40mA en láser de alta potencia
- Funciona con 2 pilas AAA (no incluidas)
- Lista de embalaje:
  - 1 x Tacómetro
  - 2 pilas AAA
  - 2 x bandas de emisión
  - 1 x Manual en Inglés y Chino

Dimensiones: 4.25 in x 2.32 in x 1.02 in (10,8 cm x 5,9 cm x 2,6 cm)

Peso: 2,57 oz (73 g)

Tomado de: <http://www.dx.com/es/p/hs2234-non-contact-1-8-lcd-laser>

## ANEXO H – ESPECIFICACIONES VIBRÓMETRO PCE-VD3



### 2. FUNCIONES

Este registrador de datos está diseñado para registrar los datos de aceleración de choque o vibración. Este dispositivo graba y toma el tiempo de las vibraciones de 3 ejes y picos para proporcionar una historia de condiciones de choque y vibraciones. Se aplica a las mediciones de vibración y descarga, como el transporte, aplicaciones de envío, vibración en la construcción, pruebas de resistencia, etc.

- Graba choques o vibraciones de 3 ejes
- Construir- acelerómetros
- Medidas estáticas y dinámicas de aceleración
- Función tiempo real
- Modo de detección de movimiento y modo normal
- Modo de detección de caída libre
- Análisis de frecuencia FFT en tiempo real
- Comienzo automático y manual

Nota:

- En el modo de detección de movimiento, el registrador de datos sólo toma los datos después de que el nivel de trigger (preset de usuario) se excede.
- Si el modo de caída libre es seleccionado, el registrador de datos registrará el momento en que ocurre la caída libre, además de los datos de aceleración normal.

### 3. ESPECIFICACIONES

Aceleración de sensor: MEMS Semiconductor

Aceleración Rango:  $\pm 18g$

Aceleración Resolución: 0.00625g

Precisión calibrada:  $\pm 0,5 g$

Rango de frecuencia: 0Hz ~ 60 Hz

Datos de la memoria: 4 Mbits FLASH (85.764 muestras de aceleración máxima y 210 muestras de caída libre)

Formato de datos: marca de tiempo de aceleración máxima y muestras de caída libre, promedio y pico suma vectorial

Frecuencia de muestreo: de 1 segundo a 24 horas

Alimentación: batería de 3,6 V, especificaciones técnicas: 14250 o 1/2AAA

Consumo de energía: 1 mA (promedio) de grabación, <15µA inactivo

Duración de la batería: aproximadamente 1000 horas

Interfaz informática: USB

Temperatura y humedad de funcionamiento:

0 ° C ~ 40 ° C,

10% RH ~ 90% de humedad y de humedad relativa

Temperatura y humedad de almacenamiento:

-10 ° C a +60 ° C,

10% RH ~ 75% RH

Dimensiones:

El pedestal: 106mm x 56mm x 33.5mm

El registrador de datos: 95mm x 28mm x 21mm


Requisitos del sistema: Windows 2000 o Windows XP o Vista

Requisitos mínimos de hardware: 8M memoria EMS, disco duro 2M, un toma USB libre

Accesorios: manual de instrucciones, la batería, la tapa del parabrís transparente, CD, cable USB, pedestal


Tomado de: [www.pce-iberica.es](http://www.pce-iberica.es)

## ANEXO I – ESPECIFICACIONES EN ACOPLES TIPO ARAÑA





**NSPT**

**New Standard Power Transmission**




# NSPT BL-Couplings





**BL035-BL150**

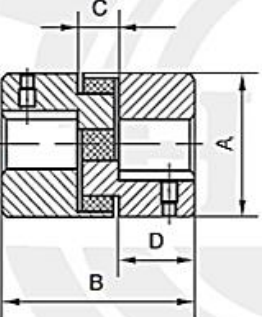


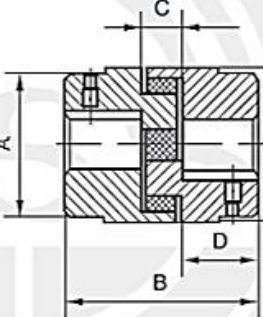
**BL190-BL225**

The couplings are made of sintered alloy with smooth surfaces and precise dimensions.

**Characteristics:**

- Good Temperature and Oil Resistance
- Free of Maintenance
- Simple Structure and Easy to Install
- Individually Replaced Rubbers When They Are Worn
- Choice of Standard and/or Finished Bore Products





The couplings are made of GG25 or C1045. The surface is machined and treated by the following ways:

- C1045: Oxidizing or zinc plating.
- GG25: Phosphating or zinc plating.

Catalog	Dimension					Wt-Lbs		Torque In.-Lbs	Maximum RPM	Bore	
	A	B	C	D	E	Min Bore	Max Bore			Min	Max
BL035	5/8	13/16	9/32	17/64	—	0.01	0.01	3.52	31000	1/8	3/8
BL050	15/64	123/32	15/32	5/8	—	0.29	0.24	25.8	18000	1/4	5/8
BL070	123/64	2	1/2	3/4	—	0.59	0.54	44.1	14000	1/4	3/4
BL075	13/4	21/8	1/2	13/16	—	1.00	0.86	88.2	11000	1/4	7/8
BL090	27/64	21/8	1/2	13/16	—	1.48	1.32	145	9000	1/4	1
BL095	27/64	21/2	1/2	1	—	1.75	1.52	189	9000	7/16	1 1/8
BL099	217/32	27/8	3/4	1 1/16	—	2.50	2.17	315	7000	7/16	1 3/16
BL100	217/32	31/2	3/4	1 3/8	—	3.42	2.92	415	7000	7/16	1 3/8
BL110	35/16	4 1/4	7/8	1 11/16	—	6.45	5.61	788	5000	5/8	1 5/8
BL150	33/4	4 1/2	1	1 3/4	—	8.95	7.73	1260	5000	5/8	1 7/8
BL190	4	5 1/4	1	2 1/8	4 1/2	8.83	7.04	1702	5000	3/4	2 1/8
BL225	4 1/4	6	1	2 1/2	5	12.28	9.60	2332	4000	3/4	2 3/8

\*Keyway dimensions conform to DIN 6885, JIS B 1310-1976, UNI 6604-1969, USAS B 17.1-1967, GB 1095-1979 standards.

Fuente: Casa Sueca, distribuidora y comercializadora

## ANEXO I1 – FACTOR DE SEGURIDAD PARA ACOPLE TIPO ARAÑA

TIPO DE TRABAJO O MÁQUINA	Motor Eléctrico		Motores de Combustión			
	Torque estándar	Alto Torque	4 o más cilindros	3 cilindros	2 cilindros	1 cilindro
<b>Operación uniforme</b> Ejemplo: Bombas hidráulicas y centrífugas, generadores livianos, ventiladores, sopladores, transportadores de banda o tornillo	1.0	1.25	1.5	1.7	2.0	2.7
<b>Operación uniforme con fluctuación moderada</b> Máquinas para el trabajo de la madera, molinos, maquinaria textil, mezcladores.	1.6	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0
<b>Operación fluctuante</b> Hornos rotativos, máquinas litográficas y de impresión, generadores, bombas para líquidos viscosos.	1.8	1.9	2.2	2.5	2.7	3.1
<b>Operación fluctuante con choques</b> Mezcladoras de concreto, martinets, molinos para papel, bombas de compresión, bombas de propela, entorchadoras de cable, centrífugas.	1.8	2.0	2.5	2.7	3.0	3.4
<b>Operación muy fluctuante con choques</b> Excavadoras, molinos de bolas, bombas de pistón, prensas de forja y estampado.	2.1	2.3	2.7	3.0	3.4	3.8
<b>Trabajo pesado, muy fluctuante con choques fuertes</b> Compresores y bombas de pistón, movimiento de rodillos pesados, estrusoras de ladilla, prensas de mandíbula para moler piedra.	2.5	3.1	3.3	3.6	4.0	4.5


$$In - lbs = Tn = \frac{HP \times 63025}{RPM}$$


$$Td = Tn \times Fs$$


Fuente: Casa Sueca, distribuidora y comercializadora

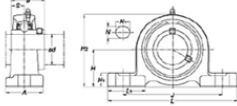



## ANEXO J – ESPECIFICACIONES CHUMACERA AUTOALINEABLE

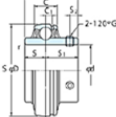












Specifications	
Shaft Size	17 mm
Weight	0.18kg 0.4lb
Set Screw Size	M6x0.75
Locking Style	Set Screw Locking

Dimensions	
B	47.0mm 1.850 in
B	31.0mm 1.220 in
C	16.0mm 0.630 in
rimin.)	0.6mm 0.024 in
C1	4.0mm 0.157 in
S	12.7mm 0.500 in
S1	18.3mm 0.720 in
S2	5.0mm 0.197 in

Basic Load Rating	
Gr	12.0kN 28.2 lb
Chr	6.65kN 14.7 lb
Factor f0	13.2

Specifications	
Bearing Number	F203
Bearing Number	UC203
Shaft Size	17 mm
Bolt Size	M10 3/8 in
Weight	0.6kg 1.32 lbs
Locking Style	Set Screw Locking
Set Screw Size	M6 x 0.75
Grease Fitting	A-14 2000F

Dimensions	
H	30.2mm 1-3/16 in
L	127 mm 5 in
A	38 mm 1-1/2 in
J	95 mm 3-3/4 in
H	13 mm 1/2 in
H1	18 mm 23/32 in
H1	16 mm 5/8 in
H2	40 mm 2-3/8 in
L1	36 mm 1-13/16 in
H	31 mm 1.220 in
S	12.7 mm 0.500 in

Basic Load Rating	
G	12.0kN 2800 lbf
Chr	6.65kN 1496 lbf
Factor f0	13.2


**FYH Ball Bearing Inserts UC203, 17MM Bore Dia., Set Screw**

Wide inner-ring set screw locking ball bearing inserts are ideally suited for a variety of demanding applications. Bearings are double sealed and, when mounted in standard housings, they are also self-aligning by up to three degrees and re-greaseable for easy maintenance.

Product Specifications	
BRAND	FYH®
DYNAMIC LOAD RATING (N)	12800
STATIC LOAD RATING (N)	6650
SHAFT DIAMETER	17MM
LENGTH	47MM
OD (mm)	47MM
WIDTH	47MM
MAX SPEED / OIL (RPM)	5800 RPM
DESCRIPTION	Insert Bearing
DUTY	Medium
TYPE	Mounted Ball Bearing
LOCKING TYPE	Set Screw
BEARING NO.	UC203
MANUFACTURERS PART NUMBER	UC203
BORE DIAMETER	17MM
INNER RING	Wide
TEMPERATURE RANGE °F	-4 To 212°F
HEIGHT	1.22"


Adaptado de: [http://www.fyhbearings.com/html/catalog/FYH\\_Spanish\\_USA.pdf](http://www.fyhbearings.com/html/catalog/FYH_Spanish_USA.pdf)

## ANEXO K – ELEMENTOS DE SUJECCIÓN

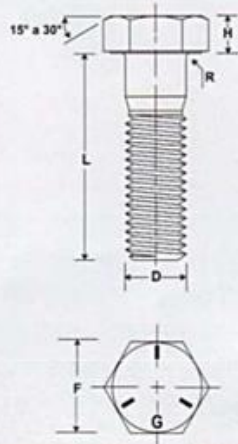


### TORNILLOS DE CABEZA HEXAGONAL (HEX CAP SCREWS)

#### SAE GRADO 5 (GRADE 5) ANSI/ASME B 18.2.1 1996



D Diámetro (Diameter)	Hilos por pulg. (Threads per inch)		F Distancia entre caras (Width across flats)	H Altura de la cabeza (Head height)
	R.O. (Coarse)	R.F. (Fine)		
1/4	20	28	7/16	5/32
5/16	18	24	1/2	13/64
3/8	16	24	9/16	15/64
7/16	14	20	5/8	9/32
1/2	13	20	3/4	5/16
9/16	12	18	13/16	23/64
5/8	11	18	15/16	25/64
3/4	10	18	1-1/8	15/32
7/8	9	14	1-5/16	35/64
1	8	14 UNF	1-1/2	39/64
1-1/8	7	12	1-11/16	11/16
1-1/4	7	12	1-7/8	25/32
1-1/2	6	12	2-1/4	1-5/16



**Longitudes:** L = 1/2" hasta 10" según el diámetro.  
(Lengths: L = 1/2" thru 10" according to diameter.)

**Clase de rosca:** Ordinaria (UNC) y fina (UNF) 2A  
(Thread series: Coarse (UNC) and fine (UNF) 2A)

**Longitud de rosca mínima:** Dos veces el diámetro del tornillo más 1/4" para longitudes menores o iguales a 6" y para longitudes mayores a 6", dos veces el diámetro del tornillo más 1/2". (Ver tabla de especificaciones No. 3B)  
(Minimum thread length: Two times the thread diameter plus 1/4" for bolts lengths up to and including 6" and twice the thread diameter plus 1/2" for lengths over 6" (See specifications table No. 3B).)

Grado de resistencia (Grade designation)	Diámetro (Diameter)	Material (Material)	Dureza Rockwell (Rockwell hardness)		Carga de prueba (Proof load)	Resistencia mínima a la tracción (Tensile strength min.)
			Especificaciones (Specifications)			
			Min.	Max.		
5	1/4" a 1" (thru)	Acero medio carbono tratado térmicamente (Medium carbon steel quenched and tempered)	C 25	C 34	85 000 lbs/pulg <sup>2</sup> (psi)	120 000 lbs/pulg <sup>2</sup> (psi)
	C 19		C 30	74 000 lbs/pulg <sup>2</sup> (psi)	105 000 lbs/pulg <sup>2</sup> (psi)	

**En la tabla de especificaciones No. 7 se amplía esta información.**  
(Specifications table No. 7 gives additional information.)

**TABLA DE ESPECIFICACIONES No. 7 (SPECIFICATIONS TABLE No. 7)**

Carga de prueba y resistencia a la tracción para tornillos serie en pulgadas  
(Proof load and tensile strength for hex cap screws in inches series)

Especificación Designation	Diámetro Diameter	Serie 1 (Coarse)		Serie 2 (Fine)		Serie 3 (Extra Fine)		Serie 4 (Super Fine)	
		Longitud Length	Resistencia Strength	Longitud Length	Resistencia Strength	Longitud Length	Resistencia Strength	Longitud Length	Resistencia Strength
1/4	1/4	1.00	100	1.00	100	1.00	100	1.00	100
5/16	5/16	1.12	112	1.12	112	1.12	112	1.12	112
3/8	3/8	1.25	125	1.25	125	1.25	125	1.25	125
7/16	7/16	1.37	137	1.37	137	1.37	137	1.37	137
1/2	1/2	1.50	150	1.50	150	1.50	150	1.50	150
5/8	5/8	1.62	162	1.62	162	1.62	162	1.62	162
3/4	3/4	1.75	175	1.75	175	1.75	175	1.75	175
7/8	7/8	1.87	187	1.87	187	1.87	187	1.87	187
1	1	2.00	200	2.00	200	2.00	200	2.00	200
1 1/8	1 1/8	2.12	212	2.12	212	2.12	212	2.12	212
1 1/4	1 1/4	2.25	225	2.25	225	2.25	225	2.25	225
1 1/2	1 1/2	2.37	237	2.37	237	2.37	237	2.37	237
1 3/4	1 3/4	2.50	250	2.50	250	2.50	250	2.50	250
2	2	2.62	262	2.62	262	2.62	262	2.62	262
2 1/4	2 1/4	2.75	275	2.75	275	2.75	275	2.75	275
2 1/2	2 1/2	2.87	287	2.87	287	2.87	287	2.87	287
2 3/4	2 3/4	3.00	300	3.00	300	3.00	300	3.00	300
3	3	3.12	312	3.12	312	3.12	312	3.12	312
3 1/4	3 1/4	3.25	325	3.25	325	3.25	325	3.25	325
3 1/2	3 1/2	3.37	337	3.37	337	3.37	337	3.37	337
3 3/4	3 3/4	3.50	350	3.50	350	3.50	350	3.50	350
4	4	3.62	362	3.62	362	3.62	362	3.62	362
4 1/4	4 1/4	3.75	375	3.75	375	3.75	375	3.75	375
4 1/2	4 1/2	3.87	387	3.87	387	3.87	387	3.87	387
4 3/4	4 3/4	4.00	400	4.00	400	4.00	400	4.00	400
5	5	4.12	412	4.12	412	4.12	412	4.12	412
5 1/4	5 1/4	4.25	425	4.25	425	4.25	425	4.25	425
5 1/2	5 1/2	4.37	437	4.37	437	4.37	437	4.37	437
5 3/4	5 3/4	4.50	450	4.50	450	4.50	450	4.50	450
6	6	4.62	462	4.62	462	4.62	462	4.62	462
6 1/4	6 1/4	4.75	475	4.75	475	4.75	475	4.75	475
6 1/2	6 1/2	4.87	487	4.87	487	4.87	487	4.87	487
6 3/4	6 3/4	5.00	500	5.00	500	5.00	500	5.00	500
7	7	5.12	512	5.12	512	5.12	512	5.12	512
7 1/4	7 1/4	5.25	525	5.25	525	5.25	525	5.25	525
7 1/2	7 1/2	5.37	537	5.37	537	5.37	537	5.37	537
7 3/4	7 3/4	5.50	550	5.50	550	5.50	550	5.50	550
8	8	5.62	562	5.62	562	5.62	562	5.62	562
8 1/4	8 1/4	5.75	575	5.75	575	5.75	575	5.75	575
8 1/2	8 1/2	5.87	587	5.87	587	5.87	587	5.87	587
8 3/4	8 3/4	6.00	600	6.00	600	6.00	600	6.00	600
9	9	6.12	612	6.12	612	6.12	612	6.12	612
9 1/4	9 1/4	6.25	625	6.25	625	6.25	625	6.25	625
9 1/2	9 1/2	6.37	637	6.37	637	6.37	637	6.37	637
9 3/4	9 3/4	6.50	650	6.50	650	6.50	650	6.50	650
10	10	6.62	662	6.62	662	6.62	662	6.62	662
10 1/4	10 1/4	6.75	675	6.75	675	6.75	675	6.75	675
10 1/2	10 1/2	6.87	687	6.87	687	6.87	687	6.87	687
10 3/4	10 3/4	7.00	700	7.00	700	7.00	700	7.00	700
11	11	7.12	712	7.12	712	7.12	712	7.12	712
11 1/4	11 1/4	7.25	725	7.25	725	7.25	725	7.25	725
11 1/2	11 1/2	7.37	737	7.37	737	7.37	737	7.37	737
11 3/4	11 3/4	7.50	750	7.50	750	7.50	750	7.50	750
12	12	7.62	762	7.62	762	7.62	762	7.62	762
12 1/4	12 1/4	7.75	775	7.75	775	7.75	775	7.75	775
12 1/2	12 1/2	7.87	787	7.87	787	7.87	787	7.87	787
12 3/4	12 3/4	8.00	800	8.00	800	8.00	800	8.00	800
13	13	8.12	812	8.12	812	8.12	812	8.12	812
13 1/4	13 1/4	8.25	825	8.25	825	8.25	825	8.25	825
13 1/2	13 1/2	8.37	837	8.37	837	8.37	837	8.37	837
13 3/4	13 3/4	8.50	850	8.50	850	8.50	850	8.50	850
14	14	8.62	862	8.62	862	8.62	862	8.62	862
14 1/4	14 1/4	8.75	875	8.75	875	8.75	875	8.75	875
14 1/2	14 1/2	8.87	887	8.87	887	8.87	887	8.87	887
14 3/4	14 3/4	9.00	900	9.00	900	9.00	900	9.00	900
15	15	9.12	912	9.12	912	9.12	912	9.12	912
15 1/4	15 1/4	9.25	925	9.25	925	9.25	925	9.25	925
15 1/2	15 1/2	9.37	937	9.37	937	9.37	937	9.37	937
15 3/4	15 3/4	9.50	950	9.50	950	9.50	950	9.50	950
16	16	9.62	962	9.62	962	9.62	962	9.62	962
16 1/4	16 1/4	9.75	975	9.75	975	9.75	975	9.75	975
16 1/2	16 1/2	9.87	987	9.87	987	9.87	987	9.87	987
16 3/4	16 3/4	10.00	1000	10.00	1000	10.00	1000	10.00	1000
17	17	10.12	1012	10.12	1012	10.12	1012	10.12	1012
17 1/4	17 1/4	10.25	1025	10.25	1025	10.25	1025	10.25	1025
17 1/2	17 1/2	10.37	1037	10.37	1037	10.37	1037	10.37	1037
17 3/4	17 3/4	10.50	1050	10.50	1050	10.50	1050	10.50	1050
18	18	10.62	1062	10.62	1062	10.62	1062	10.62	1062
18 1/4	18 1/4	10.75	1075	10.75	1075	10.75	1075	10.75	1075
18 1/2	18 1/2	10.87	1087	10.87	1087	10.87	1087	10.87	1087
18 3/4	18 3/4	11.00	1100	11.00	1100	11.00	1100	11.00	1100
19	19	11.12	1112	11.12	1112	11.12	1112	11.12	1112
19 1/4	19 1/4	11.25	1125	11.25	1125	11.25	1125	11.25	1125
19 1/2	19 1/2	11.37	1137	11.37	1137	11.37	1137	11.37	1137
19 3/4	19 3/4	11.50	1150	11.50	1150	11.50	1150	11.50	1150
20	20	11.62	1162	11.62	1162	11.62	1162	11.62	1162
20 1/4	20 1/4	11.75	1175	11.75	1175	11.75	1175	11.75	1175
20 1/2	20 1/2	11.87	1187	11.87	1187	11.87	1187	11.87	1187
20 3/4	20 3/4	12.00	1200	12.00	1200	12.00	1200	12.00	1200
21	21	12.12	1212	12.12	1212	12.12	1212	12.12	1212
21 1/4	21 1/4	12.25	1225	12.25	1225	12.25	1225	12.25	1225
21 1/2	21 1/2	12.37	1237	12.37	1237	12.37	1237	12.37	1237
21 3/4	21 3/4	12.50	1250	12.50	1250	12.50	1250	12.50	1250
22	22	12.62	1262	12.62	1262	12.62	1262	12.62	1262
22 1/4	22 1/4	12.75	1275	12.75	1275	12.75	1275	12.75	1275
22 1/2	22 1/2	12.87	1287	12.87	1287	12.87	1287	12.87	1287
22 3/4	22 3/4	13.00	1300	13.00	1300	13.00	1300	13.00	1300
23	23	13.12	1312	13.12	1312	13.12	1312	13.12	1312
23 1/4	23 1/4	13.25	1325	13.25	1325	13.25	1325	13.25	1325
23 1/2	23 1/2	13.37	1337	13.37	1337	13.37	1337	13.37	1337
23 3/4	23 3/4	13.50	1350	13.50	1350	13.50	1350	13.50	1350
24	24	13.62	1362	13.62	1362	13.62	1362	13.62	1362
24 1/4	24 1/4	13.75	1375	13.75	1375	13.75	1375	13.75	1375
24 1/2	24 1/2	13.87	1387	13.87	1387	13.87	1387	13.87	1387
24 3/4	24 3/4	14.00	1400	14.00	1400	14.00	1400	14.00	1400
25	25	14.12	1412	14.12	1412	14.12	1412	14.12	1412
25 1/4	25 1/4	14.25	1425	14.25	1425	14.25	1425	14.25	1425
25 1/2	25 1/2	14.37	1437	14.37	1437				

## ANEXO K1 - ELEMENTOS DE SUJECIÓN (CONTRATUERCA)

**TUERCAS HEXAGONALES**  
(HEXAGON NUTS)  
**SAE GRADO 2, GRADO 5 y GRADO 8**  
(GRADE 2, GRADE 5 AND GRADE 8)  
**DIMENSIONAL: ANSI/ASME B 18.2.2 1987 (REV. 1999)**  
**MECÁNICA: SAE J995**

**Clase de rosca:** Ordinaria (UNC) y fina (UNF) 2B.  
(Thread series: Coarse (UNC) and fine (UNF) 2B).

D Diámetro (Diameter)	H Alto (Height)	F Ancho entre caras (Width across flats)
1/16	0.075	0.106
1/8	0.156	0.219
3/16	0.234	0.331
1/4	0.312	0.443
5/16	0.391	0.555
3/8	0.469	0.667
7/16	0.547	0.779
1/2	0.625	0.891
9/16	0.703	1.003
5/8	0.781	1.115
11/16	0.859	1.227
3/4	0.938	1.339
7/8	1.016	1.451
1	1.094	1.563
1 1/8	1.271	1.812
1 1/4	1.448	2.061
1 1/2	1.625	2.310

**Grado 2**  
**Grado 5**  
**Grado 8**

Grado de resistencia (Grade designation)	Diámetro (Diameter)	Material (Material)	Dureza Rockwell (Rockwell hardness)	Carga de prueba (Proof load)	
				UNC	UNF
2	1/4" a 1 1/2" (25mm)	Acero de bajo o medio carbono (Low or medium carbon steel)	HRC 30mín.	90 000 lb/pulg <sup>2</sup> (6000 MPa)	90 000 lb/pulg <sup>2</sup> (6000 MPa)
5	1/4" a 1" (25mm)	Acero de bajo o medio carbono (Low or medium carbon steel)	HRC 33mín.	120 000 lb/pulg <sup>2</sup> (8000 MPa)	108 000 lb/pulg <sup>2</sup> (7200 MPa)
	1/2" a 1 1/2" (25mm)	Acero de bajo o medio carbono (Low or medium carbon steel)	HRC 33mín.	108 000 lb/pulg <sup>2</sup> (7200 MPa)	84 000 lb/pulg <sup>2</sup> (5600 MPa)
8	1/4" a 1/2" (25mm)	Acero de medio carbono tratado temperado (Medium carbon steel quenched and tempered)	HRC 34 a 35 (30mín.)	150 000 lb/pulg <sup>2</sup> (10000 MPa)	135 000 lb/pulg <sup>2</sup> (9000 MPa)
	3/4" a 1" (25mm)	Acero de medio carbono tratado temperado (Medium carbon steel quenched and tempered)	HRC 34 a 35 (30mín.)	135 000 lb/pulg <sup>2</sup> (9000 MPa)	108 000 lb/pulg <sup>2</sup> (7200 MPa)

En la tabla de especificaciones No. 10 se omite esta información.  
(Specifications table No. 10 gives additional information).

**TABLA DE ESPECIFICACIONES No. 10**  
(SPECIFICATIONS TABLE No. 10)

**Carga de prueba para tuercas serie en pulgadas**  
(Proof load for nuts inches series)

(Libras)  
(lb)

Diámetro nominal (Nominal diameter)	Tipo de rosca (Pitch)	Grado de Resistencia (Grade designation)			
		Grado 2 (Grade 2)	Grado 5 (Grade 5)	Grado 8 (Grade 8)	
1/4	28	RF	3 250	3 950	5 450
	20	RO	2 850	3 800	4 750
5/16	24	RF	5 200	6 300	8 700
	18	RO	4 700	6 300	7 850
3/8	24	RF	7 900	9 500	13 170
	16	RO	7 000	9 300	11 600
7/16	20	RF	10 700	12 950	17 600
	14	RO	9 650	12 800	15 900
1/2	20	RF	14 400	17 450	24 000
	13	RO	12 800	17 000	21 300
9/16	18	RF	18 250	22 100	30 450
	12	RO	16 400	21 600	27 300
5/8	18	RF	23 040	27 900	38 400
	11	RO	20 300	27 100	33 900
3/4	16	RF	33 550	40 650	56 950
	10	RO	30 100	40 100	56 100
7/8	14	RF	45 800	55 500	76 350
	9	RO	41 600	56 400	69 300
1	12	RF	59 650	72 250	99 450
	8	RO	54 500	72 700	90 900
1-1/8	12	RF	77 050	80 450	128 400
	7	RO	68 700	80 100	114 000
1-1/4	12	RF	96 550	100 850	160 950
	7	RO	87 200	102 000	145 000
1-1/2	12	RF	142 300	148 500	237 150
	6	RO	126 450	148 000	211 000

**Carga de prueba:** Es una fuerza determinada a la que se somete una tuerca y esta no debe presentar fractura o daño de los hilos.  
(Proof load: Is an axially applied load that the nut must support without evidence of thread stripping or rupture of its wall).

**GUTENBERTO**  
FABRICA DE TORNILLOS, PEROS Y TUERCAS

Tomado de: <http://documents.mx/documents/catalogo-tornillos-gutembertopdf.html>

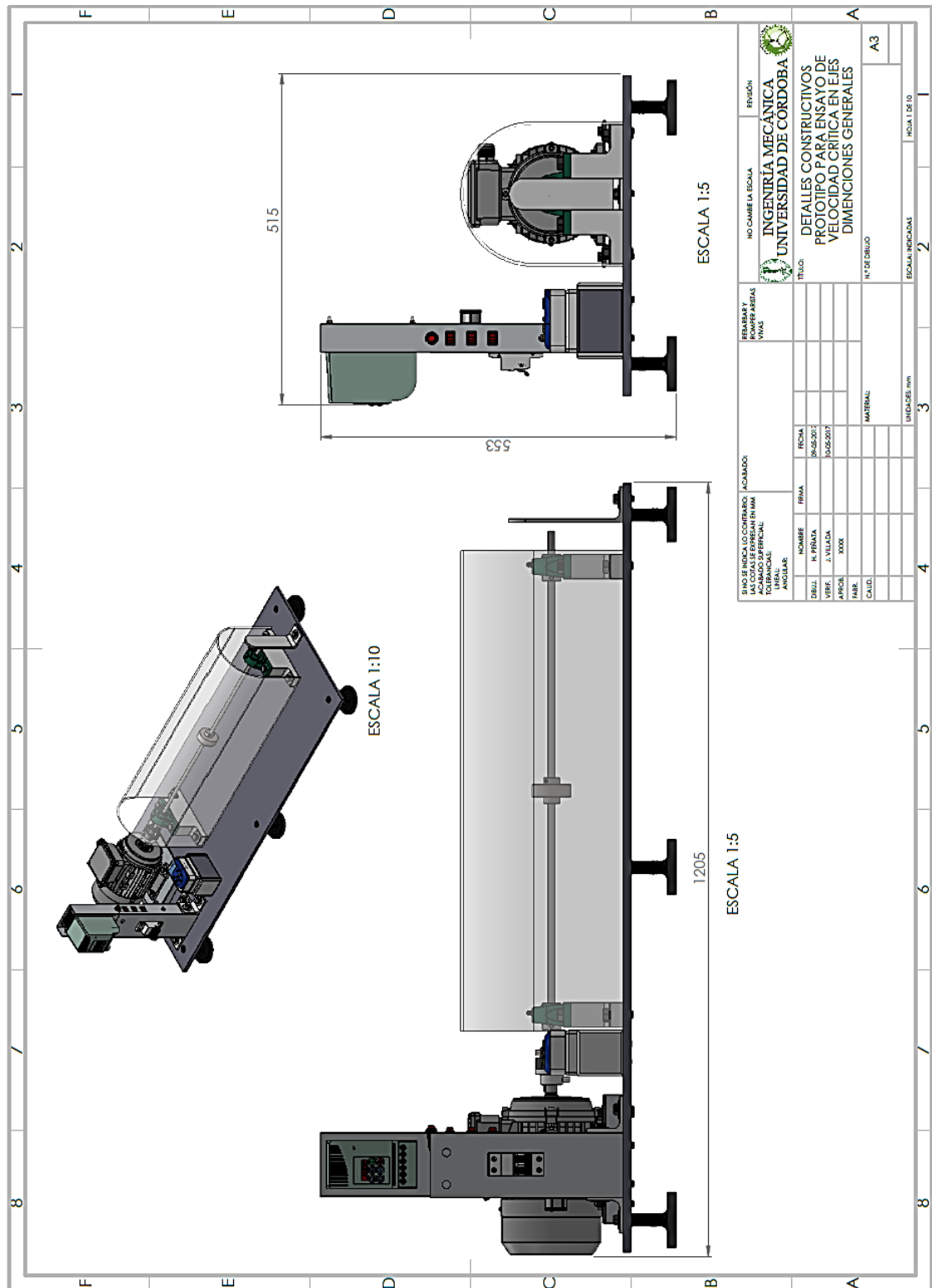
## ANEXO K2 – DIMENSIÓN PARA ROSCA HEXAGONAL

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$
Tamaño nominal , mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

Tomado y adaptado de: (Budynas & Nisbett, 2012)



## **ANEXO L – PLANOS DE CONSTRUCCIÓN**



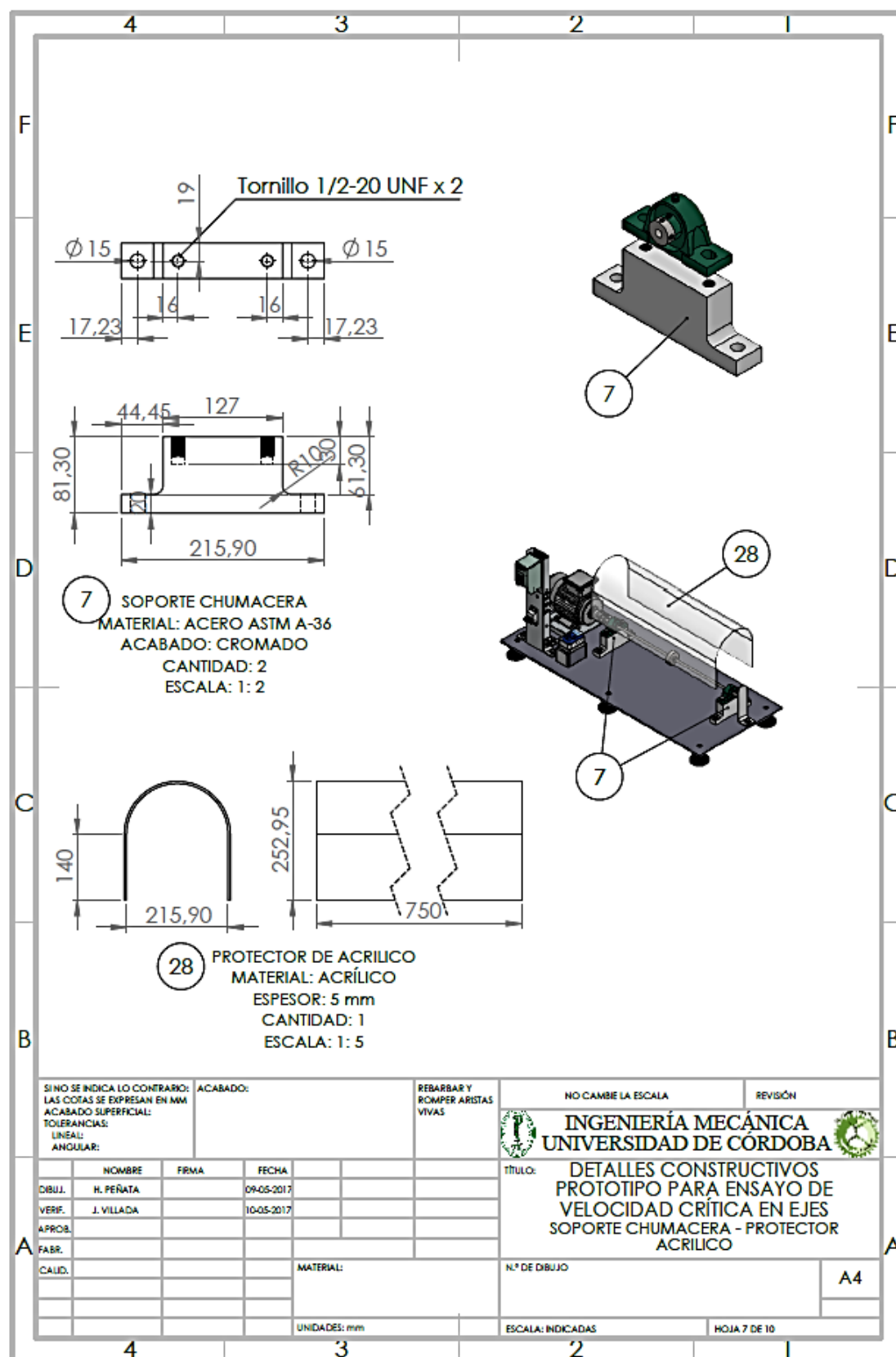








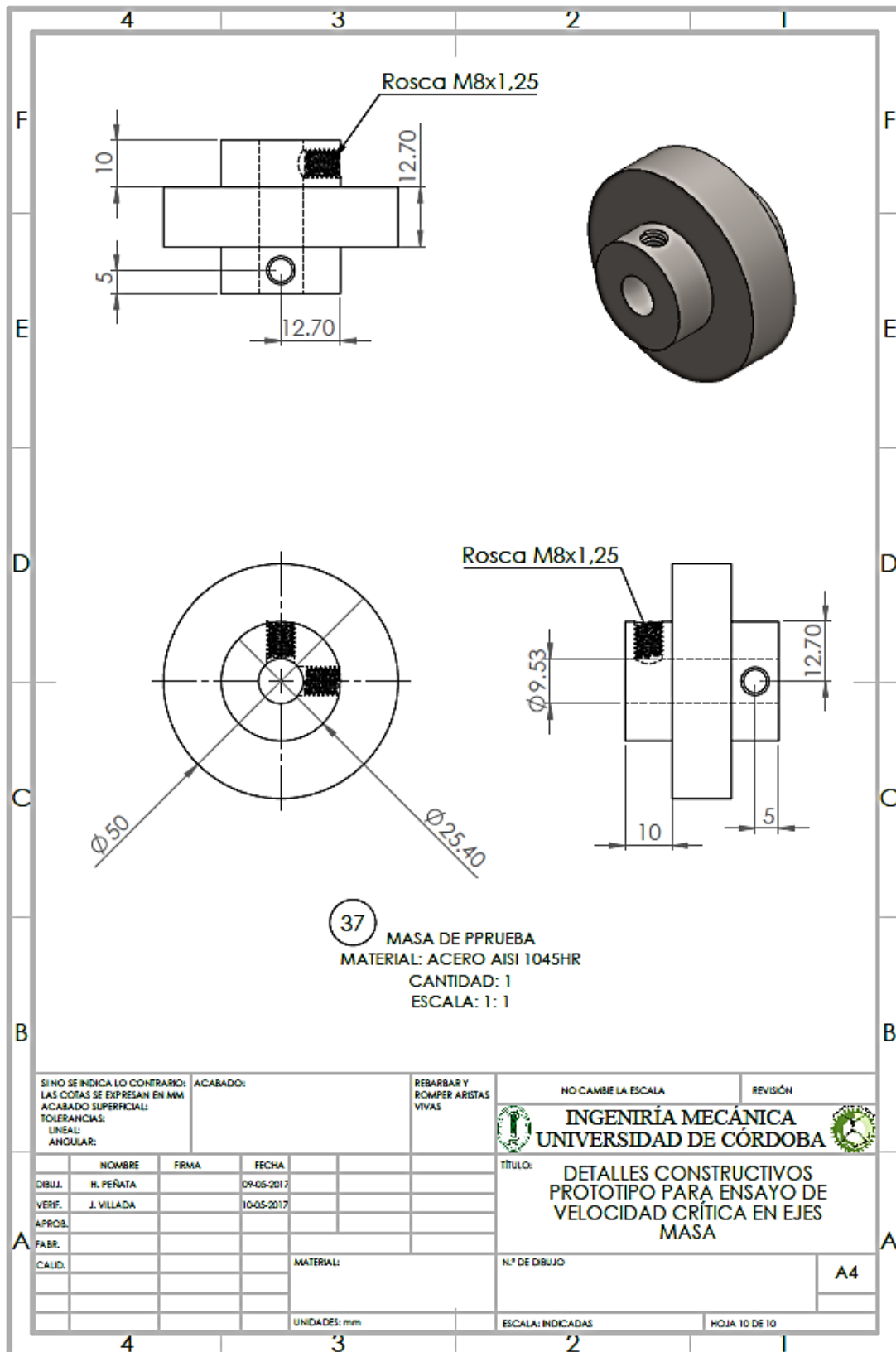












Fuente: Autores, (2017) y adaptado de: Solidworks 2016.

## ANEXO M – COSTOS DEL PROYECTO

NOMBRE	MATERIAL O MARCA	REFERENCIA	CANTIDAD	VALOR (COP)
Placa base	Acero	ASTM A36	1	175000
Placa soporte	Acero	ASTM A36	1	14500
Soporte chumacera	Acero	ASTM A36	2	60000
Soporte tacómetro	Acero	ASTM A36	1	9000
Barra cuadrada	Aluminio	AA6063-T5	2	6000
Soporte variador	Aluminio	Perfil liso	1	12000
Chumacera tipo	FYH	UCP203J	2	40000
Tornillería	Acero	Grado 5	16	20500
Zapata ajustable	Acero	Grado 5	6	88000
Acople elástico	---	NSPT BL075	1	34200
Motor eléctrico	SIEMENS	1LE0142-	1	402919
Variador de	DELTA	VDF007EL23A	1	629028
Interruptor bifásico	Schneider	EZ9F56210	1	26300
Tacómetro digital	---	HS2234	1	70000
Vibrómetro portátil	PCE	PCE-VD 3	1	350000
Eje	Acero	AISI 1020HR	1	9000
Eje	Aluminio	AA6063-T5	1	11000
Masa	Acero	AISI 1045HR	2	120000
Protector	Acrílico	---	1	300000
Insumos	---	---	---	95550
Acabado	---	---	---	190000
Accesorios	---	---	---	105500
Imprevistos	---	---	---	70000
Mano de obra	---	---	---	800000

Para un total en gastos de 3'638.497 (COP) y cuya financiación fué con recursos enteramente propios.

## ANEXO N – GUÍA DE LABORATORIO



Universidad de Córdoba  
Facultad de Ingeniería  
Ingeniería Mecánica



### Ensayo de velocidad crítica

#### OBJETIVO

Encontrar de manera experimental la velocidad crítica del eje para compararla con su valor teórico.

#### MARCO TEÓRICO

##### Velocidad crítica de ejes

Todos los ejes, aún sin la presencia de cargas externas, se deforman durante la rotación. La magnitud de la deformación depende de la rigidez del eje y de sus soportes, de la masa total del eje y de las partes que se le adicionan, del desequilibrio de la masa con respecto al eje de rotación y del amortiguamiento presente en el sistema. La deformación, considerada como una función de la velocidad, presenta sus valores máximos en las llamadas velocidades críticas, pero sólo la más baja (primera) y ocasionalmente la segunda tiene importancia para el diseñador. Las otras, son generalmente tan altas que están muy alejadas de las velocidades de operación.

En general, el eje debido a su propia masa tiene una velocidad crítica; así mismo, al ensamblar diversos elementos como poleas, bujes y engranes, este tendrá otra velocidad crítica que es mucho menor que la velocidad intrínseca del eje. Para un eje de diámetro uniforme simplemente apoyado se tiene la ecuación (1) llamada velocidad crítica intrínseca que solo considera la masa del eje:

$$\omega_1 = \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \times \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \times \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}} \quad (1)$$

donde:

$m$  = masa por unidad de longitud

$l$  = longitud del eje

$A$  = área de la sección transversal

$\gamma$  = peso específico

En el caso de ensamble de elementos al eje, el método de *Rayleigh* para masas concentradas la ecuación (2), establece:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad (2)$$

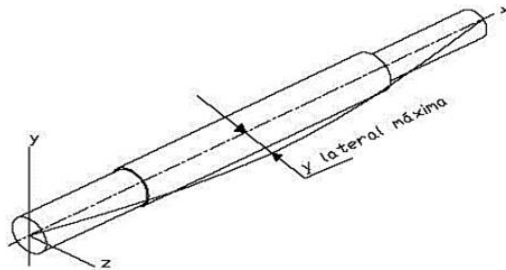
donde:

$y_i$ =deflexión del eje

$w_i$ =peso del elemento

En la práctica, debe evitarse el funcionamiento del eje en regímenes de rotación próximos a las velocidades críticas. Las elevadas deformaciones pueden inducir una deformación permanente en el eje o incluso su rotura. Aun sin llegar a esos límites, los elevados niveles de vibración que se inducen, y que se transmiten a la bancada a través de los apoyos, serían inadmisibles.

La velocidad crítica depende de la configuración geométrica del eje (vinculada a la disposición de los apoyos) y de la masa del rotor, pero no de la excentricidad. El eje debe diseñarse con una geometría que asegure que la velocidad crítica queda suficientemente distanciada de la velocidad de rotación prevista en el diseño.



### Equipo requerido

- Prototipo para ensayo de velocidad crítica en ejes.
- Vibrómetro digital portátil PCE-VD 3.
- Computador con Software Vibration Datalogger.
- Variador de frecuencia DELTA VDF007EL23A.
- Tacómetro digital laser HS2234.
- Cronómetro.

### Datos del sistema

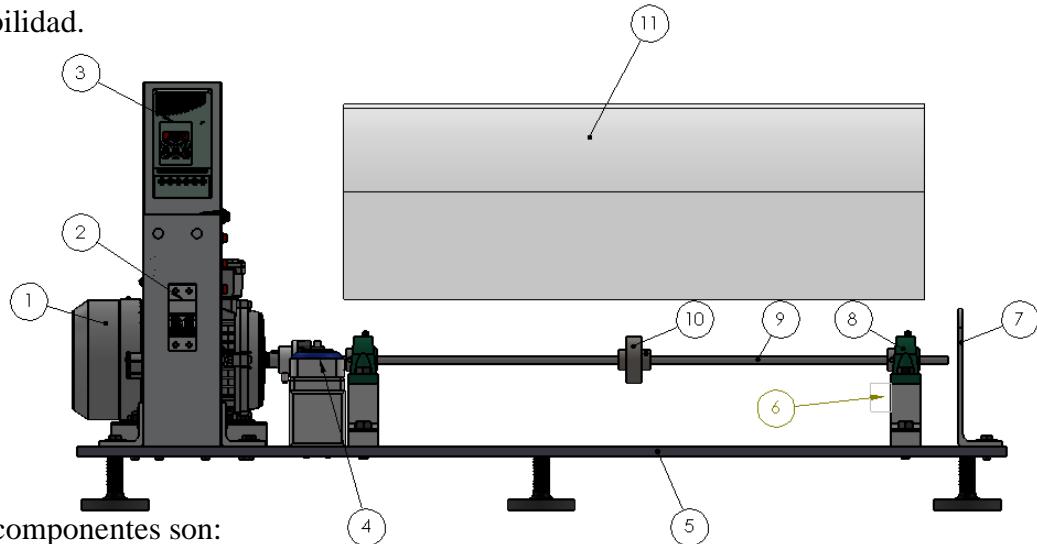
- Longitud libre entre apoyos de la barra: 700 mm.
- Diámetro del eje: 9,53 mm.
- Módulo de elasticidad del eje (aluminio: 68670 MPa; acero 1020: 200000 MPa).
- Masa del disco 0,490 kg.

### Consideraciones previas

- El variador de frecuencia deberá ser configurado por el instructor del laboratorio para controlar las velocidades del motor en el prototipo de ensayo.
- La prueba deberá ser realizada por mínimo dos personas.
- Es importante que la ventana del software Vibration Datalogger no sea cerrada en la ejecución de la prueba para evitar pérdida de datos.
- La variación de las velocidades deberá realizarse en intervalos de tiempo cortos (que no excedan 5 segundos).
- Los elementos rotatorios deberán estar bien asegurados por los tornillos prisioneros.
- El tope de protección del eje este instalado.
- ⚠ Antes de poner en marcha el Prototipo para ensayo, colocar y asegurar la guarda de seguridad.

### Breve descripción del equipo:

El Prototipo para ensayo de velocidad crítica en ejes ha sido concebido como equipo de sobremesa, manejable y compacto. La forma constructiva plana, garantiza una buena estabilidad.



Sus componentes son:

1. Motor.
2. Interruptor principal (Breaker).
3. Variador de frecuencia.
4. Tacómetro digital.
5. Placa base.
6. Vibrómetro.
7. Tope de seguridad para el eje.
8. Chumaceras.
9. Eje de prueba.
10. Masa de prueba.
11. Protector de acrílico.

El control de velocidades se lleva a cabo con un variador de frecuencia, a través de tres interruptores capaces de generar 9 combinaciones, para lograr igual número de velocidades de rotación; esto se ilustra en las siguientes tablas:

**Tabla 1. Combinaciones de interruptores para ejes sin masa**

Interruptor 1 (A)	Interruptor 2 (B)	Interruptor 3 (C)	Frecuencia (Hz)	Velocidad (Rpm)	Tiempo (segundos)
X			30,00	1800	0 - 5
	X		33,33	2000	6 - 10
		X	36,67	2200	11 - 15
X		X	40,00	2400	16 - 20
X	X		43,33	2600	21 - 25
	X	X	46,67	2800	26 - 30
X	X	X	50,00	3000	31 - 35

**Tabla 2. Combinaciones de interruptores para eje con masa 0,490 kg**

Interruptor 1 (A)	Interruptor 2 (B)	Interruptor 3 (C)	Frecuencia (Hz)	Velocidad (Rpm)	Tiempo (segundos)
X			22,5	1350	0 - 5
	X		23,33	1400	6 - 10
		X	24,17	1450	11 - 15
X		X	25,00	1500	16 - 20
X	X		25,83	1550	21 - 25
	X	X	26,67	1600	26 - 30
X	X	X	27,50	1650	31 - 35

**Tabla 3. Combinaciones de interruptores para eje con masa 0,250 kg**

Interruptor 1 (A)	Interruptor 2 (B)	Interruptor 3 (C)	Frecuencia (Hz)	Velocidad (Rpm)	Tiempo (segundos)
X			31,67	1900	0 - 5
	X		32,50	1950	6 - 10
		X	33,33	2000	11 - 15
X		X	34,17	2050	16 - 20
X	X		35,00	2100	21 - 25
	X	X	35,83	2150	26 - 30
X	X	X	36,67	2200	31 - 35

### Ejecución de la prueba de velocidad crítica

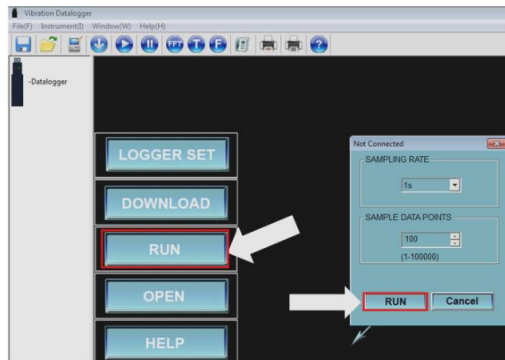
1. Conectar a la fuente de energía eléctrica (220 V).
2. Encender el variador de frecuencia accionando el interruptor principal (Breaker).



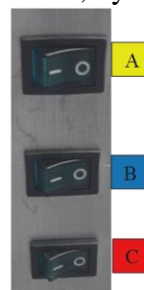
3. Instalar el eje de acero, asegurándolo con los tornillos prisioneros.
4. Activar el modo **run** del variador de frecuencia accionando el botón ubicado en la parte izquierda del perfil de aluminio.



5. Encender el Tacómetro Digital y activar el modo Auto.
6. Conectar el VIBRÓMETRO PCE-VDE 3 al computador e iniciar el software Vibration Datalogger, y con el botón RUN, empezar la captación de datos.



7. Empezar el cambio de velocidades, variando la frecuencia, por medio de las combinaciones de los tres interruptores, se recomienda mantener las velocidades cercanas a la velocidad crítica (2400 rpm – 1500 rpm) el menor tiempo posible, recomendable 5 segundos. Ver tablas 1,2 y 3.



8. Terminados los cambios de velocidad apagar todos los interruptores, pausar la captación de datos del software Vibration Datalogger y exportar los datos a un archivo Excel.

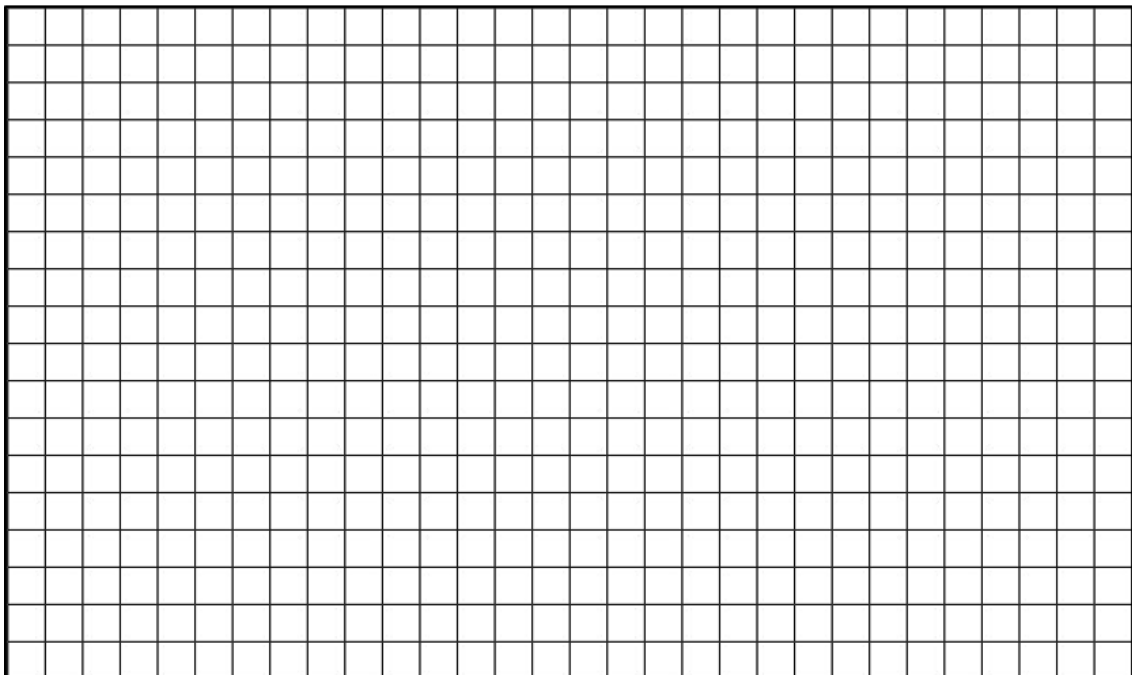


9. Con los datos obtenidos (archivo Excel), crear grafica de dispersión donde los datos de vibración del eje Z van en el eje Y y el tiempo en el eje X; luego, ubicar los valores correspondientes a la amplitud de los mayores picos, y tener en cuenta las Rpm a los que se dan estos datos.
10. Empleando los datos del sistema y la ecuación (1) o (2) respectivamente, calcular la velocidad crítica del sistema.
11. Repetir los pasos del 6 al 10, agregándole ahora al eje de acero la masa de prueba de 0,250 kg y 0,490 kg una a la vez, a la mitad de su longitud.
12. Repetir el paso 3 y los pasos del 6 al 10 para el eje de aluminio.

### Análisis

- Comparar los datos de velocidad crítica teóricos y prácticos encontrados en el numeral 7 y 8. Concluir.
- ¿Cuáles serían los intervalos de velocidad adecuado para operar el prototipo para ensayos de velocidad crítica sin restricciones de tiempo? ¿Y por qué?
- ¿Cuál es la importancia de conocer la velocidad critica de un eje?
- ¿Qué relación existe entre el diámetro y la longitud entre apoyos del eje con respecto a la velocidad crítica?

### Cálculo teórico:



## ANEXO N1 – GUÍA DE PROGRAMACIÓN










### GUÍA PARA LA PROGRAMACIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIA *DELTA*



**NOTA:** La programación del variador de frecuencia solo debe ser realizada por el auxiliar o docente encargado de la práctica, por motivos de seguridad.

Para la modificación de las frecuencias de operación en el variador de velocidad, se hace necesario seguir los siguientes pasos de forma secuencial:

- 1) Encender el variador de frecuencia, accionando el interruptor principal.   
(Breaker) y colocar todos los interruptores en la posición off 
- 2) Verificar que el variador se encuentre en modo **STOP**, ver en pantalla, led rojo sin parpadear. 
- 3) Presionar ENTER  para acceder al menú de programación y, ubicar el canal 05 usando los botones selectores. 
- 4) Accionar nuevamente ENTER para acceder al submenú, ahora con los botones selectores  ubicarse en el canal a modificar.
- 5) Ya ubicado en el canal pulse ENTER para poder entrar y modificar la frecuencia usando los botones selectores, para hacer exitosa la modificación y volver al submenú presionar ENTER.
- 6) Repita el paso 5 las veces necesarias hasta lograr la programación deseada en cada uno de los canales.
- 7) Para finalizar la programación presionar MODE  dos (2) veces hasta visualizar **F 00.0** en pantalla.
- 8) Verifique en modo **STOP**, las frecuencias programadas, usando las combinaciones de los interruptores que se indican en las tablas 1,2 y 3 del anexo N.

## ANEXO O – MANUAL DE MANTENIMIENTO



### Manual de mantenimiento de prototipo para ensayos de velocidad crítica en ejes



#### Generalidades

La conservación de las maquinas rotativas, motores y generadores, es la clave principal para mantener una óptima producción de cualquier industria, sin perdidas por paradas indeseables en el proceso, causada por algún tipo de falla en una maquina eléctrica. La conservación de las maquinas tanto de corriente alterna como de corriente continua es muy similar, con la diferencia de que, en las máquinas de corriente continua, el mantenimiento es un poco más extenso, debido a la misma configuración de estas.

#### Plan de mantenimiento predictivo

Consiste en hacer un seguimiento periódico de todas sus características, que permita establecer un diagnóstico del estado actual de la misma y con base en este realizar el mantenimiento preventivo apropiado para la conservación de la misma. Es importante destacar que este tipo de mantenimiento no existe desarme de la máquina y se deja un registro del comportamiento de la misma a lo largo de su ciclo de trabajo.

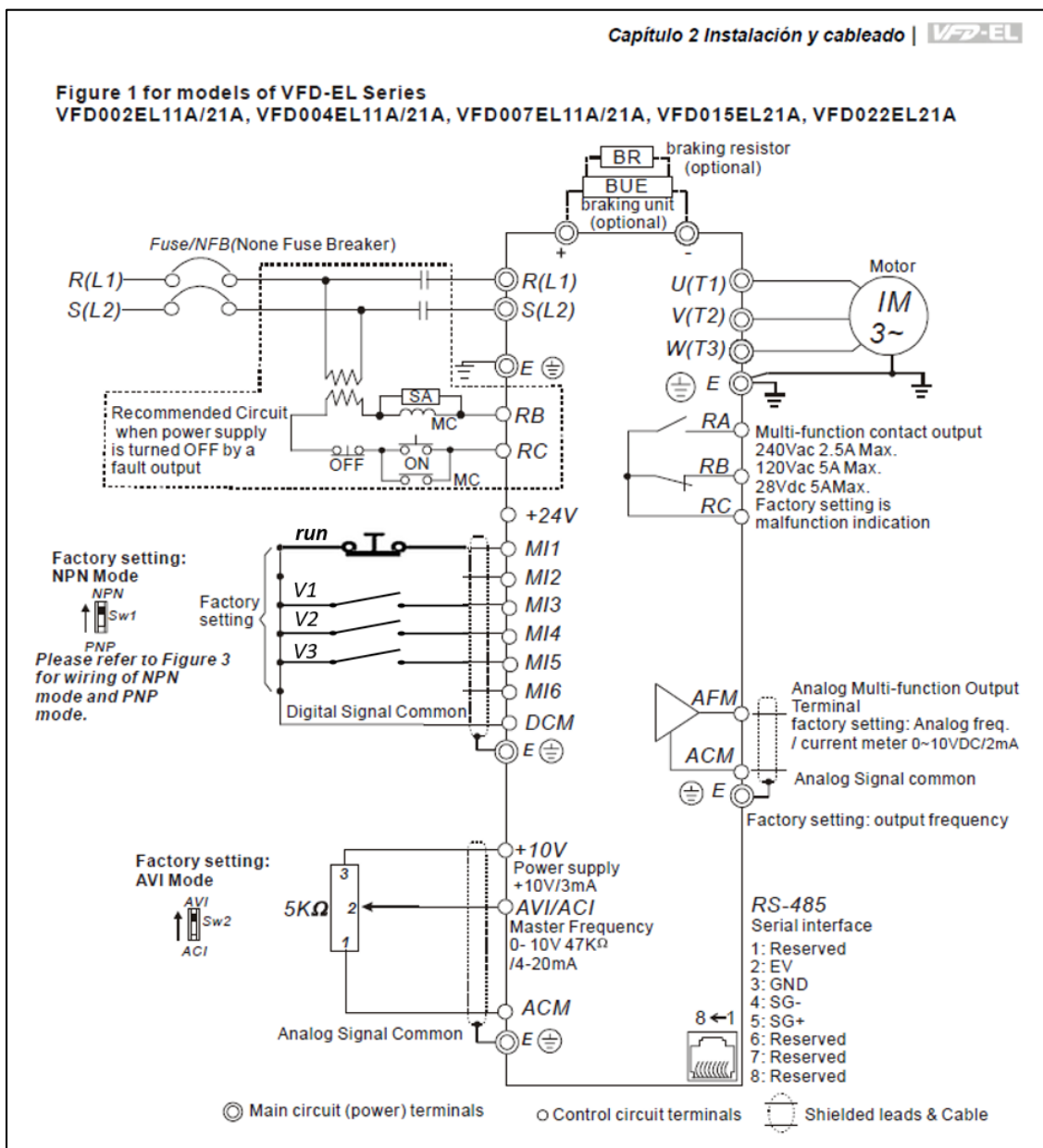
Las pruebas que deben realizarse al prototipo para ensayos de velocidad críticas en ejes, son las siguientes:

1. Verificación de ruidos anormales en los rodamientos.
2. Verificación de temperatura excesiva en los rodamientos.
3. Verificación de vibraciones mecánicas excesivas.
4. Verificación de corriente de arranque del variador de frecuencia y del motor.
5. Verificación de continuidad en los interruptores de arranque.
6. Verificación del estado de las señales digitales del variador de frecuencia.
7. Verificar las sujeciones de los elementos.

## ANEXO P – FICHA TÉCNICA

	FICHE TÉCNICA DEL EQUIPO		
	PROTOTIPO PARA ENSAYO DE VELOCIDAD CRÍTICA EN EJES		
	AUTORES: Hariel Adolfo Peñata Sánchez Jaime Andrés Villada Gutiérrez		
UBICACIÓN	Laboratorio de Materiales y Procesos de Ingeniería Mecánica Universidad de Córdoba	FECHA	Mayo de 2017
DESCRIPCIÓN			
A través de las vibraciones que se producen cuando un eje está rotando, se puede conocer cual es el valor aproximado de su velocidad crítica; localizando las amplitudes máximas de esas vibraciones.			
ESPECIFICACIONES GENERALES			
LARGO: 1,205 m	ANCHO: 0,515 m	ALTO: 0,553 m	Peso: 92,66 kg
FOTOS DEL PROTOTIPO			
			
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS			
<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Capacidad del motor: 3600 rpm y 1hp; a 220 V.</li> <li>➤ Variador de frecuencia delta: rango de 0-400 Hz.</li> <li>➤ Diámetro de los ejes de prueba: 3/8 pulgada.</li> <li>➤ Material de los ejes de prueba: Acero AISI 1020 y Aluminio AA6063-T6.</li> <li>➤ Tacómetro Digital Laser HS2234.</li> <li>➤ Vibrometro PCE-VD 3.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Chumaceras UCP203J.</li> <li>➤ Longitud del eje de prueba: 0,8 m.</li> <li>➤ Masas de prueba: 0,250 kg y 0,490 kg en acero AISI 1045.</li> <li>➤ Material de placas bases y soportes de las chumaceras: Acero ASTM A-36</li> <li>➤ Material de las partes de aluminio: Aluminio AA6063-T5.</li> <li>➤ Material de los bujes: Acero AISI 1045.</li> </ul>	

## ANEXO Q – ESQUEMA ELÉCTRICO



Tomado de: [http://www.delta.com.tw/product/em/drive/ac\\_motor/download/manual/VFD-EL\\_manual\\_sp.pdf](http://www.delta.com.tw/product/em/drive/ac_motor/download/manual/VFD-EL_manual_sp.pdf) y

adaptado por: Autores, (2017)

## ANEXO R – TABLA DE EQUIVALENCIAS

S.I		B.G	
M10 - 1.06 mm	DIN 960	3/8 – 24 UNF	SAE grado 5
M12 - 1,27 mm	DIN 961	1/2 - 20 UNF	SAE grado 5
M20 - 2,54 mm	DIN 933	3/4 – 10 UNC	SAE grado 5
9,53 mm		3/8 in	
12,70 mm		1/2 in	
15,88 mm		5/8 in	
19,05 mm		3/4 in	
25,40 mm		1 in	
38,10 mm		1 ½ in	
6,45x10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup>		1 in <sup>2</sup>	
0,113 N.m		1 lbf.in	
175,13 N/m		1 lbf/in	
745,7 W		1 hp	

Fuente: Autores, (2017).

## ANEXO S – MOMENTO DE FRICCIÓN

Rodamientos de bolas de contacto angular		$G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$			$G_{sl} = S_1 d_m^{0,26} ((F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3})$	
		$F_g = R_3 d_m^{4,4} n^2$			$F_g = R_3 d_m^{4,4} n^2$	
Tipo de rodamiento		Constantes geométricas para momentos de fricción de rodadura			momentos de fricción deslizante	
		$R_1$	$R_2$	$R_3$	$S_1$	$S_2$ $S$
Rodamientos de bolas de contacto angular						
– de una hilera		5,03 x 10-7	1,97	1,90 x 10-12	1,30 x 10-2	0,68    1,91 x 10-12
Tipo de sello		Diámetro exterior del rodamiento [mm]		Exponente y constantes		Diámetro de la superficie de contacto del sello
Tipo de rodamiento		D superior a    hasta incl.		$\beta$	$K_{S1}$	$K_{S2}$ $d_s$ 1)
Rodamientos de bolas de contacto angular		30	120	2	0,014	10 $d_1$

Clases de viscosidades ISO, DIN 51 519

ISO-VG (DIN 51519)	Clasificación aprox. según la antigua norma DIN 51502	Viscosidad media (40 °C) y viscosidades aprox. en mm² • s⁻¹ (cSt) a temperatura de				Clasificación aprox. de los		
		20 °C	40 °C	50 °C	100 °C	Aceites para motores	Aceites para en- granajes automovi- lísticos	
			[mm² • s⁻¹]	[Engler]	[mm² • s⁻¹]	SAE	SAE	
5	2	8 (1.7E)	4.6	4	1,3	1,5		
7	4	12(2E)	6.8	5	1,4	2,0		
10	9	21(3E)	10	8	1,7	2,5		
15	-	34	15	11	1,9	3,5	5W	70W 75W
22	16	55	22	15	2,3	4,5	10W	
32	25	88	32	21	3	5,5	15W 20W 20	
46	36	137	46	30	4	6,5	30	80W
68	49	219	68	43	6	8,5		85W
100	68	345	100	61	8	11	40	
150	92	550	150	90	12	15	50	90
220	114 144	865	220	125	16	19		140
320	169	1340	320	180	24	24		
460	225	2060	460	250	33	30		
680	324	3270	680	360	47	40		250
1000		5170	1000	510	67	50		
1500		8400	1500	740	98	65		

Tomado de : <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/roller-bearings/> ,  
<http://pdf.directindustry.es/pdf/> y adaptado por: Autores, (2017)